

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 10-304514

(43)Date of publication of application : 13.11.1998

(51)Int.Cl.

B60L 11/14

B60L 15/20

F02D 29/02

F02D 29/02

(21)Application number : 09-107479

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 24.04.1997

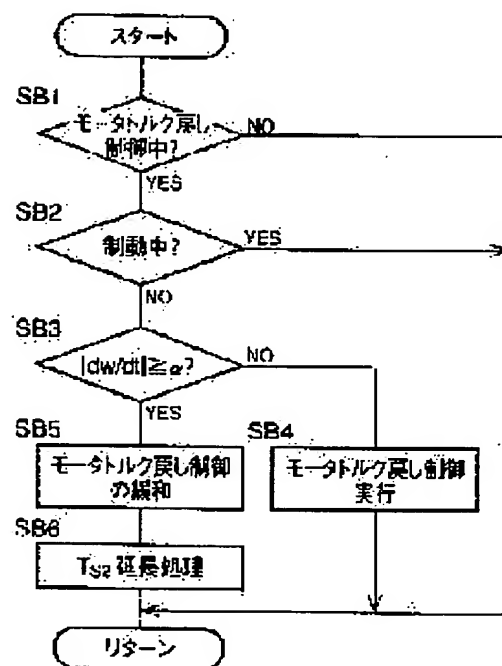
(72)Inventor : TABATA ATSUSHI  
TAGA YUTAKA  
IBARAKI TAKATSUGU  
MIKAMI TSUYOSHI

## (54) DRIVE FORCE CONTROLLING DEVICE FOR HYBRID VEHICLE

### (57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To prevent slippings which occurs as drive force changes, including the slip of driving wheels, which occurs when the output of a power source temporarily increased by uniform shifting control is reduced to an original value after the finish of down shifting in a hybrid vehicle provided with an engine and an electric motor as a power source for driving the vehicle.

**SOLUTION:** When the rate of change  $|d\omega/dt|$  of the angular velocity of the rotation of a driving wheel is judged equal to or larger than a given value  $\alpha$  in Step SB3 and the slip of the driving wheel is expected to occur, a motor torque returning control is eased and accordingly the change of driving force (the increase of engine brake force) is eased in Step SB5. This process prevents the slipping of the driving wheel from occurring with the increase of the engine brake force after the end of the uniform shifting control.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the  
examiner's decision of rejection or application  
converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of  
rejection][Date of requesting appeal against examiner's decision  
of rejection]

[Date of extinction of right]

**BEST AVAILABLE COPY**

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

\* NOTICES \*

JPO and NCIPJ are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.\*\*\* shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

---

CLAIMS

---

[Claim(s)]

[Claim 1] In the driving force control unit of the hybrid car equipped with the engine which operates by combustion of a fuel, and the electric motor which operates with electrical energy as a source of power at the time of car transit When a slip of a driving wheel is predicted by slip prediction means to predict a slip of the driving wheel produced with driving force change, and this slip prediction means The driving force control unit of the hybrid car characterized by having a driving force change relaxation means to control the torque of said electric motor and to ease said driving force change.

---

[Translation done.]

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

\* NOTICES \*

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.\*\*\*\* shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

---

DETAILED DESCRIPTION

---

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] This invention relates to the driving force control unit of a hybrid car, and relates to the technique of preventing beforehand a slip of the driving wheel especially produced with driving force change of the source of power.

[0002]

[Description of the Prior Art] The technique (uniform shift control is called hereafter) of increasing engine power temporarily in case down shifting of the automatic transmission is carried out in the state of the abbreviation OFF of an accelerator to the low-speed side gear ratio on which engine brake acts is indicated by JP,5-302532,A. If such a technique is used, since engine power will be temporarily increased by that the transfer torque of a hydraulic clutch or a brake increases rapidly, and an engine speed goes up promptly at the time of down shifting, and coincidence, It compares with the case where the transfer torque of a hydraulic clutch or a brake is gently increased in order to lose producing a big gear change shock and to reduce this gear change shock. While gear change time amount is shortened, the amount of friction energy of a hydraulic clutch or a brake becomes small, and the life of friction material becomes long.

[0003]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] However, also in such a technique, when returning the engine power which increased temporarily after down shifting completion to the value corresponding to an accelerator control input, possibility that comparatively big engine brake would arise and a slip of a driving wheel would be generated existed.

[0004] It is succeeded in this invention against the background of the above situations, and the place which makes into the purpose is in the hybrid car equipped with the engine and the electric motor as a source of power at the time of car transit to prevent the slip produced with change of driving force, such as a slip of a driving wheel generated in case the output of the source of power temporarily increased by uniform shift control is returned to the original value after down shifting completion.

[0005]

[Means for Solving the Problem] In the driving force control unit of the hybrid car equipped with the engine in which this invention operates by combustion of a fuel in order to attain the above-mentioned purpose, and the electric motor which operates with electrical energy as a source of power at the time of car transit (a) A slip prediction means to predict a slip of the driving wheel produced with driving force change, and (b) When a slip of a driving wheel is predicted by the slip prediction means It is characterized by having a driving force change relaxation means to control the torque of said electric motor and to ease said driving force change.

[0006]

[Effect of the Invention] If a slip of the driving wheel produced with driving force change with a slip prediction means is predicted according to this invention, since driving force change of the source of power will be eased by the driving force change relaxation means with an electric motor, generating of a slip is prevented beforehand. For example, if a slip of a driving wheel becomes being generated in comparatively big engine brake and generating in case the output of the source of power which increased temporarily after activation of uniform shift control is returned to the value corresponding to an accelerator control input, while a slip of a driving wheel will be predicted by the slip prediction means, driving-force change and since the increment in the engine-brake force is eased in this case, a slip of a driving wheel is beforehand prevented by the electric motor with a driving-force change relaxation means.

[0007] Moreover, by this invention, since a slip is predicted and driving force change is eased while the responsibility and control precision which were excellent as compared with the case where engine torque is controlled are acquired, in order to ease driving force change by the torque control of an electric motor,

generating of a slip can be before and prevented in a high precision.

[Embodiment of the Invention] Here, this invention may be applied to the hybrid car of various types, such as an assistant type using either the change-over type which switches the source of power, the mix type which compounds or distributes the output of an engine and an electric motor by synthetic partition systems, such as an epicyclic gear drive, an electric motor or an engine, auxiliary by connecting and intercepting power transfer with a clutch.

[0008] Moreover, said slip prediction means may predict the slip generated with the driving-force change resulting from brakes operation as well as the slip generated with the driving-force change resulting from torque change of sources of power, such as the slip of a driving wheel generated at the time of increase of the driving force accompanying the slip of a driving wheel generated at the time of reduction of down shifting or the driving force at the time of accelerator return (at the time of increase of the engine-brake force), treading in of an accelerator, etc., or gear change of an automatic transmission. this slip prediction means -- for example, -- beyond the predetermined value to which rate-of-change  $|d\omega/dt|$  of the angular rate of rotation  $\omega$  of a driving wheel was beforehand set by experiment etc. when the slip at the time of said down shifting was predicted \*\*\*\*\* -- etc. -- it is constituted so that it may judge. Moreover, the various parameters relevant to [ be / it / under / transit / of a car / setting ] the stability of the behavior, A yaw rate, car acceleration, a steering angle, damping force, road surface coefficient of friction, etc., respectively For example, a yaw rate sensor, An acceleration sensor, a steering angle sensor, a damping force sensor, a road surface coefficient-of-friction sensor, etc. detect, and when these stability related parameters exceed the decision-criterion range appointed beforehand, various means -- you may make it predict that a slip of a driving wheel is generated etc. -- can be adopted.

[0009] Moreover, a driving force change relaxation means to control the torque of an electric motor and to ease driving force change is possible also for performing the regeneration torque control which regenerative braking of the electric motor is carried out [ torque control ], and generates predetermined regenerative-braking torque as well as the power running torque control which it energizes [ torque control ] to an electric motor and generates predetermined torque, and it is constituted so that one of torque controls may be performed at least and driving force change may be eased. In addition, of course, when making the rate of change of driving force small, relaxation of driving force change is included, also when setting change of driving force to 0.

[0010] Moreover, this invention predicts a slip of the driving wheel produced with the driving force change resulting from torque change of the electric motor which is a source of power with a slip prediction means, and also when easing torque change of the electric motor with a driving force change relaxation means, easing driving force change control or by forbidding temporarily and preventing a slip, it includes it.

[0011] Hereafter, the example of this invention is explained to a detail based on a drawing. Drawing 1 is the main point Fig. of the hybrid driving gear 10 of a hybrid car equipped with the driving force control device which is one example of this invention.

[0012] In drawing 1, this hybrid driving gear 10 is for FR (front engine Riyadh live) cars, is equipped with the engines 12, such as an internal combustion engine which operates by combustion of a fuel, the motor generator 14 as an electric motor which operates with electrical energy, the epicyclic gear drive 16 of a single pinion mold, and the automatic transmission 18 along with the cross direction of a car, and transmits driving force to a driving wheel (rear wheel) on either side through a driveshaft, a differential gear, etc. which are not illustrated from an output shaft 19. An epicyclic gear drive 16 is the synthetic partition system which allots the force a compounded part mechanically, the electric-type torque converter 24 is constituted with the motor generator 14, and the ring wheel 16r is the 1st clutch CE 1. It minds, connects with an engine 12, and connects with rotor-shaft 14r of a motor generator 14 sun gear 16s, and carrier 16c is connected with the input shaft 26 of an automatic transmission 18. Moreover, sun gear 16s and carrier 16c is the 2nd clutch CE 2. It is connected. In addition, the output of an engine 12 minds the damper gear 30 by elastic members, such as the flywheel 28 for controlling rotation fluctuation and torque fluctuation and a spring, and rubber, and it is the 1st clutch CE 1. It is transmitted. The 1st clutch CE 1 And the 2nd clutch CE 2 It is the friction-type multiple disc clutch engaged and released by each with an actuator.

[0013] An automatic transmission 18 combines the auxiliary transmission 20 which consists of a front-end type overdrive planetary-gear unit, and the main change gear 22 of four steps of advance, and one step of go-astern which consists of a simple-concatenation 3 planetary gear train. Specifically, an auxiliary transmission 20 is the epicyclic gear drive 32 of a single pinion mold, the hydraulic clutch C0 made to carry out friction engagement with an actuator, and a brake B0. One way clutch F0 It is had and constituted. Moreover, the main change gear 22 is the epicyclic gear drives 34, 36, and 38 of 3 sets of single pinion molds, the hydraulic clutch C1 made to carry out friction engagement with an actuator, C2, a brake B1, B-2, B3, and B4. An one way clutch F1 and F2 It is had and constituted.

[0014] And excitation of the solenoid valves SL1-SL4 shown in drawing 2 . By a hydraulic circuit's 44 being switched by un-exciting, or switching a hydraulic circuit 44 mechanically by a manual shift bulb mechanically connected with the shift lever 40. Clutch C0, C1, C2, a brake B0, B1, B-2, B3, and B4 It is engaged, release control is carried out, and each gear ratio of a neutral (N), five steps (1st-5th) of advance, and one step (Rev) of go-astern is formed, respectively as shown in drawing 3 . In addition, the above-mentioned automatic transmission 18 and said electric-type torque converter 24 are constituted by the abbreviation symmetry target to the center line, and the lower half of a center line is omitted in drawing 1 .

[0015] When "O" of the column of the clutch of drawing 3 , a brake, and an one way clutch was operated to engagement and, as for "-", a shift lever 40 is operated to low-speed range, such as an engine brake range, "3", "2", and "L" range, engagement and a blank mean being un-engaged. [ for example, ] In that case, the neutral N and go-astern gear ratio Rev and an engine brake range are formed by switching a hydraulic circuit 44 mechanically by the manual shift bulb mechanically connected with the shift lever 40, and mutual gear change of an advance gear ratio of 1st-5th is electrically controlled by solenoid valves SL1-SL4. Moreover, the change gear ratio of an advance gear ratio becomes small gradually as it serves as 5th(s) from 1st, and it is change-gear-ratio  $i_4 = 1$  of 4th. Drawing 3 shows an example of the change gear ratio of each gear ratio.

[0016] Drawing 4 shows the actuated valve position of the shift lever 40 with which it is expressed to drawing 2 . In drawing, the shift lever 40 is supported by the means for supporting which support a shift lever 40 operational to 11 kinds of actuated valve positions with the combination of six actuated valve positions of the cross direction of a car, and three actuated valve positions of the longitudinal direction of a car and which are not illustrated. If a shift lever 40 is operated in DM (direct mode) location of drawing, the direct mode which performs manual gear change will be started DM switch shown in drawing 2 being used as ON condition. In this direct mode, whenever a shift lever 40 is operated in + location, + switch of drawing 2 is turned on once and up shifting of the automatic transmission 18 is carried out by one gear ratio. On the other hand, whenever a shift lever 40 is operated in - location, - switch of drawing 2 is turned on once and down shifting of the automatic transmission 18 is carried out by one gear ratio. In addition, although the explanation about a direct mode is omitted this time, the detailed explanation is indicated by JP,5-322036,A etc.

[0017] The gear change between the 2nd gear ratio (2nd) and the 3rd gear ratio (3rd) is 2nd brake B-2 as shown in the actuation table of drawing 3 . The 3rd brake B3 It becomes the clutch two clutch gear change which changes both engagement / release conditions. In order to perform this gear change smoothly, the circuit shown in drawing 5 is included in the hydraulic circuit 44 mentioned above.

[0018] In drawing 5 , a sign 70 shows a 1-2 shift bulb, and a sign 71 shows a 2-3 shift bulb, and the sign 72 shows the 3-4 shift bulb further. The free passage condition in each gear ratio of each port of these shift bulbs 70, 71, and 72 is as being shown in each shift bulb 70, 71, and 72 bottom. In addition, the figure shows each gear ratio.

[0019] To the brake port 74 which is open for free passage to input port 73 for the 1st gear ratio and the 2nd gear ratio among the ports of the 2-3 shift bulb 71, it is the 3rd brake B3. It connects through the oilway 75. The orifice 76 is infixed in this oilway and it is that orifice 76 and 3rd brake B3. The absorber bulb 77 is connected in between. This absorber bulb 77 is the 3rd brake B3. When line pressure is supplied rapidly, little oil pressure is inhaled and buffer action is performed.

[0020] Moreover, a sign 78 is B-3 control valve, and is the 3rd brake B3. Engagement pressure is controlled directly with this B-3 control valve 78. That is, for this B-3 control valve 78, the output port 83 which it has the spool 79, the plunger 80, and the spring 81 infixed among these, and an oilway 75 is connected to the input port 82 opened and closed with spool 79, and is made alternatively open for free passage by this input port 82 is the 3rd brake B3. It connects. Furthermore, this output port 83 is connected to the feedback port 84 formed in the tip side of spool 79.

[0021] The port 86 which outputs D range \*\* is made open for free passage [ through oilway 87 ] for a gear ratio [ 3rd / more than ] gear ratio among the ports of the 2-3 shift bulb 71 by the port 85 which carries out opening to the part which has arranged said spring 81 on the other hand. Moreover, the linear solenoid valve SLU is connected to the control port 88 formed in the edge side of a plunger 80.

[0022] Therefore, B-3 control valve 78 is constituted so that the signal pressure which pressure regulation level is set up with the elastic force of a spring 81 and the oil pressure supplied to a port 85, and is supplied to a control port 88 is high, and the elastic force by the spring 81 may become large.

[0023] Furthermore, the sign 89 in drawing 5 is a 2-3 timing bulb, and this 2-3 timing bulb 89 has the 2nd plunger 93 with which the 1st plunger 91 has been arranged in the opposite side on both sides of spool 90 and the 1st plunger 91 in which the land of a minor diameter and the land of two major diameters were formed, the spring 92 arranged among these, and the spool 90.

[0024] An oilway 95 is connected to the port 94 of the pars intermedia of this 2-3 timing bulb 89, and this oilway

95 is connected to the port 96 made open for free passage for a gear ratio [ 3rd / more than ] gear ratio by the brake port 74 among the ports of the 2-3 shift bulb 71.

[0025] Furthermore, this oilway 95 branches on the way, and is connected to the port 97 which carries out opening between said minor diameter lands and major-diameter lands through the orifice. The port 98 made alternatively open for free passage by the port 94 of this pars intermedia is connected to the solenoid relay valve 100 through the oilway 99.

[0026] And it is 2nd brake B-2 to the port which the linear solenoid valve SLU is connected to the edge of the 1st plunger 91 in the port which is carrying out opening, and carries out opening to the edge of the 2nd plunger 93. It connects through the orifice.

[0027] Said oilway 87 is 2nd brake B-2. It is for receiving, and supplying and discharging oil pressure, and the minor diameter orifice 101 and the orifice 102 with a check ball are infixed in the middle. moreover -- the oilway 103 which branched from this oilway 87 -- 2nd brake B-2 from -- when carrying out exhaust gas pressure, the major-diameter orifice 104 equipped with the check ball to open is infixed, and this oilway 103 is connected to the orifice control valve 105 explained below.

[0028] the orifice control valve 105 -- 2nd brake B-2 from -- the port 107 which is a bulb for controlling an exhaust-gas-pressure rate, and was formed in pars intermedia so that it might be opened and closed with that spool 106 -- 2nd brake B-2 It connects and said oilway 103 is connected to the port 108 formed in the drawing bottom from this port 107.

[0029] 2nd brake B-2 From the connected port 107, the port 109 formed in the drawing bottom is a port made alternatively open for free passage in a drain port, and the port 111 of said B-3 control valve 78 is connected to this port 109 through the oilway 110. In addition, this port 111 is the 3rd brake B3. It is the port made alternatively open for free passage by the connected output port 83.

[0030] The control port 112 formed in the edge of the opposite side is connected with the spring which presses spool 106 among the ports of the orifice control valve 105 through the oilway 113 in the port 114 of the 3-4 shift bulb 72. This port 114 is a port which outputs the signal pressure of the 3rd solenoid valve SL 3 for a gear ratio [ 3rd / less than ] gear ratio, and outputs the signal pressure of the 4th solenoid valve SL 4 for a gear ratio [ 4th / more than ] gear ratio.

[0031] Furthermore, the oilway 115 which branched from said oilway 95 is connected to this orifice control valve 105, and a drain port is made to open this oilway 115 for free passage alternatively.

[0032] In addition, the port 116 which outputs D range \*\* for a gear ratio [ 2nd / less than ] gear ratio in said 2-3 shift bulb 71 is connected to the port 117 which carries out opening to the part which has arranged the spring 92 among said 2-3 timing bulbs 89 through the oilway 118. Moreover, the port 119 made open for free passage by said oilway 87 is connected to the solenoid relay valve 100 through the oilway 120 for the gear ratio [ 3rd / less than ] gear ratio among the 3-4 shift bulbs 72.

[0033] And it sets to drawing 5 and a sign 121 is 2nd brake B-2. The accumulator of \*\* is shown and accumulator control \*\* whose pressure was regulated according to the oil pressure which the linear solenoid valve SLN outputs is supplied to the back pressure room. This accumulator control \*\* is constituted so that it may become such a high pressure that the output pressure of the linear solenoid valve SLN is low. Therefore, 2nd brake B-2 The transitional oil pressure of engagement and release changes by such high pressure that the signal pressure of the linear solenoid valve SLN is low.

[0034] Moreover, a sign 122 shows C-0 exhaust valve, and a sign 123 is a clutch C0 further. The accumulator of \*\* is shown. C-0 exhaust valve 122 is a clutch C0 in order to make engine brake effective only in the 2nd gear ratio in a 2nd speed range. It operates so that you may make it engaged.

[0035] Therefore, if the port 111 of B-3 control valve 78 is open for free passage to the drain according to the hydraulic circuit 44 mentioned above, it is the 3rd brake B3. The pressure of engagement pressure can be directly regulated with B-3 control valve 78, and the pressure regulation level can be changed with the linear solenoid valve SLU.

[0036] moreover -- if the location shown in the left half of drawing has the spool 106 of the orifice control valve 105 -- 2nd brake B-2 this orifice control valve 105 -- minding -- exhaust gas pressure -- possible -- becoming -- therefore, 2nd brake B-2 from -- a drain rate is controllable.

[0037] Furthermore, the gear change for the 3rd gear ratio from the 2nd gear ratio is the 3rd brake B3. While releasing gently, it is 2nd brake B-2. Although the so-called clutch two clutch gear change engaged gently is performed The 3rd brake B3 which presumes the input torque to an input shaft 26 beforehand in advance of the gear change, and is driven with the linear solenoid valve SLU based on the input-torque estimate A gear change shock is suitably mitigable by controlling release transient oil pressure.

[0038] The hybrid driving gear 10 is equipped with the controller 50 for hybrid control, and the controller 52 for automatic gear change control as shown in drawing 2 . These controllers 50 and 52 are equipped with the



microcomputer which has CPU, RAM, ROM, etc., and are constituted. From a speed sensor 62, the input-shaft engine-speed sensor 64, and the brake switch 66, respectively The vehicle speed V (it corresponds to the engine speed NO of the output shaft 19 of an automatic transmission 18) The signal showing the engine speed NI of the input shaft 26 of an automatic transmission 18, ON of a brake, and OFF is supplied, and also An engine torque TE, the motor torque TM, and an engine speed NE, The information about the amount SOC of accumulation of electricity of the motor engine speed NM and accumulation-of-electricity equipment 58 (refer to drawing 6 ), the actuation range of a shift lever 40, accelerator control input thetaAC, etc. performs signal processing according to the program which was supplied from various detection means etc. and set up beforehand. In addition, engine torque TE It asks from whenever [ throttle valve-opening ], fuel oil consumption, etc., and is the motor torque TM. It asks from a motor current etc. and the amount SOC of accumulation of electricity is calculated from a motor current, charging efficiency, etc. at the time of the charge as which a motor generator 14 functions as a generator.

[0039] As for said engine 12, according to operational status, such as accelerator control input thetaAC, an output is controlled by controlling whenever [ throttle valve-opening ], fuel oil consumption, ignition timing, etc. by the controller 50 for hybrid control. The motor generator 14 is connected to the accumulation-of-electricity equipments 58, such as a dc-battery, through the M/G controller (inverter) 56, as shown in drawing 6 . By the controller 50 for hybrid control The rotation drive condition by which electrical energy is supplied from the accumulation-of-electricity equipment 58, and a rotation drive is carried out with predetermined torque (power running torque control), It is switched to the charge condition (regeneration torque control) of functioning as a generator by regenerative braking (electric braking torque of motor generator 14 the very thing), and charging electrical energy at accumulation-of-electricity equipment 58, and the unloaded condition which permits that rotor-shaft 14r rotates freely. Moreover, said 1st clutch CE 1 And the 2nd clutch CE 2 Engagement or a release condition is switched by switching a hydraulic circuit 44 through a solenoid valve etc. by the controller 50 for hybrid control. As for an automatic transmission 18, according to operational status, a gear ratio is switched by controlling the excitation condition of said solenoid valves SL1-SL4 and the linear solenoid valves SLU, SLT, and SLN, switching a hydraulic circuit 44 or performing an oil pressure control by the controller 52 for automatic gear change control.

[0040] Moreover, the controller 130 for VSC control is connected to the controller 50 for hybrid control. For the controller 130 for VSC control the angular rate of rotation, i.e., the yaw rate, of the circumference of a car-body vertical axis The acceleration of the yaw rate sensor 132 to detect and a car The acceleration sensor 134 and the steering angle of a steering wheel to detect It has the damping force sensor 140 which detects, the damping force, for example, the braking oil pressure, of the steering angle sensor 136 to detect, the wheel rotational-speed sensor 138 which detects the rotational speed of each wheel, and a car, and the road surface coefficient-of-friction sensor 142 which detects road surface coefficient of friction. The rotational speed of the yaw rate detected by these sensors, car acceleration, a steering angle, and a wheel, damping force, and the signal showing road surface coefficient of friction are supplied to the controller 130 for VSC control. This controller 130 for VSC control is also the same microcomputer as said controllers 50 and 52, and CPU processes an input signal according to the program beforehand memorized by ROM, using the temporary storage function of RAM, and controls the solenoid valve of the hydro booster actuator 144 which controls the braking oil pressure of each wheel. Moreover, the controller 130 for VSC control is connected to said controller 50 for hybrid control and the controller 52 for automatic gear change control, and mutual possible [ a communication link ], and a signal required for one side is suitably transmitted from another side.

[0041] The above-mentioned controller 50 for hybrid control chooses one of the nine operation modes shown in drawing 8 according to the flow chart shown in drawing 7 , and operates an engine 12 and the electric-type torque converter 24 in the selected mode as indicated by Japanese Patent Application No. No. 294148 [ seven to ] for which the applicant for this patent applied previously.

[0042] In drawing 7 , at step S1, in order to run an engine 12 whether there was any engine starting demand as a source of power, or to carry out the rotation drive of the motor generator 14 with an engine 12 and to charge accumulation-of-electricity equipment 58, it judges whether there was any command of the purport which should put an engine 12 into operation. Here, if there is a starting demand, the mode 9 will be chosen at step S2. It is the 1st clutch CE 1 so that clearly [ the mode 9 ] from drawing 8 . It is engaged (ON) and is the 2nd clutch CE 2. While being engaged (ON) and carrying out the rotation drive of the engine 12 through an epicyclic gear drive 16 by the motor generator 14, engine starting control of fuel injection etc. is performed and an engine 12 is put into operation.

[0043] This mode 9 makes said automatic transmission 18 neutral at the time of a car halt, and is performed, and it is the 1st clutch CE 1 like the mode 1. At the time of the transit which makes only the released motor generator 14 the source of power, it is the 1st clutch CE 1. While being engaged, a motor generator 14 is

operated with the output beyond demand output required for transit, and is carried out by carrying out the rotation drive of the engine 12 with the allowances output beyond that demand output. Moreover, even if it is at the car transit time, it is also possible to make an automatic transmission 18 neutral temporarily and to perform the mode 9. Thus, when an engine 12 is started by the motor generator 14, the starters only for starting (electric motor etc.) become unnecessary, components mark decrease and equipment becomes cheap.

[0044] On the other hand, when decision of step S1 is denied (i.e., when there is no engine starting demand) Whether there is any demand of damping force by performing step S3 The actuation range of a shift lever 40 whether it is ON for example, in an engine brake range (range on which engine brake and regenerative braking act while performing gear change control only for a low-speed gear ratio) or DM range, such as L and 2, [ a brake ] and accelerator control input  $\theta_{AC} = 0$  \*\*\*\*\* -- only -- accelerator control input  $\theta_{AC} = 0$  \*\*\*\*\* -- etc. -- it judges.

[0045] Step S4 is performed when this decision is affirmed. At step S4, it judges whether it is more than the amount B of the maximum accumulation of electricity as which the amount SOC of accumulation of electricity of accumulation-of-electricity equipment 58 was determined beforehand, if it is  $SOC \geq B$ , the mode 8 will be chosen at step S5, and if it is  $SOC < B$ , the mode 6 will be chosen at step S6. It is the maximum amount of accumulation of electricity in which charging electrical energy is permitted, and, as for the amount B of the maximum accumulation of electricity, about 80% of value is set as accumulation-of-electricity equipment 58 based on the charge-and-discharge effectiveness of accumulation-of-electricity equipment 58 etc.

[0046] As the mode 8 chosen at the above-mentioned step S5 is shown in drawing 8, it is the 1st clutch CE 1. It is engaged (ON). The 2nd clutch CE 2 It is engaged (ON) and a motor generator 14 is made into unloaded condition. It is what sets fuel oil consumption to 0 while closing a idle state, i.e., a throttle valve, for an engine 12. The damping force by length grinding rotation of an engine 12, i.e., engine brake, is made to act by the car by this, the brakes operation by the operator is mitigated, and operation becomes easy. Moreover, a motor generator 14 is made into unloaded condition, and in order to carry out free rotation, the amount SOC of accumulation of electricity of accumulation-of-electricity equipment 58 becoming excessive, and spoiling engine performance, such as charge-and-discharge effectiveness, is avoided.

[0047] It is the 1st clutch CE 1 so that clearly [ the mode 6 chosen at step S6 ] from drawing 8. It releases (OFF). The 2nd clutch CE 2 It is what is engaged (ON), suspends an engine 12 and makes a motor generator 14 a charge condition. While charging accumulation-of-electricity equipment 58 by carrying out the rotation drive of the motor generator 14 with the kinetic energy of a car, in order to make regenerative-braking force like engine brake act on the car, the brakes operation by the operator is mitigated and operation becomes easy.

[0048] Moreover, the 1st clutch CE 1 Since it performs when there are few amounts SOC of accumulation of electricity than the amount B of the maximum accumulation of electricity while there is no energy loss by length grinding of the engine 12, since it is opened wide and the engine 12 is intercepted, the amount SOC of accumulation of electricity of accumulation-of-electricity equipment 58 becomes excessive, and engine performance, such as charge-and-discharge effectiveness, is not spoiled.

[0049] the time  $V = 0$  of a car halt under transit which makes the engines 12, such as the mode 3, the source of power for whether step S7 is performed on the other hand when decision of step S3 is denied (i.e., when there is no demand of damping force), and engine start is demanded, i.e., the vehicle speed, \*\*\*\*\* -- etc. -- it judges.

[0050] When this decision is affirmed, step S8 is performed. In step S8, it judges whether that it is ON, i.e., accelerator control input  $\theta_{AC}$ , has an accelerator larger than the predetermined value of abbreviation 0, and, in the case of Accelerator ON, the mode 5 is chosen by step S9, and if an accelerator is not ON, the mode 7 will be chosen at step S10.

[0051] It is the 1st clutch CE 1 so that clearly [ the mode 5 chosen by the above-mentioned step S9 ] from drawing 8. It is engaged (ON) and is the 2nd clutch CE 2. A car is started by releasing (OFF), making an engine 12 into operational status, and controlling the regenerative-braking torque of a motor generator 14. If it explains concretely, it is  $\rho E$  about the gear ratio of an epicyclic gear drive 16. If it carries out Engine torque  $TE$ : The output torque of an epicyclic gear drive 16: Motor torque  $TM = 1:(1+\rho E):\rho E$  Since it becomes, For example, if gear ratio  $\rho E$  is made about [ which are a general value ] into 0.5, it is an engine torque  $TE$ . When a motor generator 14 shares half torque, it is an engine torque  $TE$ . About 1.5 times as many torque as this is outputted from carrier 16c. Namely,  $(1+\rho E)/\rho E$  of the torque of a motor generator 14 High torque start of twice can be performed. Moreover, the output from carrier 16c will be set to 0 only by intercepting a motor current and unloaded condition, then rotor-shaft 14r being made to carry out inverse rotation of the motor generator 14, and it will be in a car idle state. Namely, the epicyclic gear drive 16 in this case functions as a start clutch and a torque amplifying device, and is the motor torque (regenerative-braking torque)  $TM$ . By making it increase gradually from 0 and enlarging reaction force, it is an engine torque  $TE$ . A car can be smoothly started by the twice  $(1+\rho E)$  as many output torque as this.

[0052] Here, at this example, it is abbreviation rhoE of the maximum torque of an engine 12. It is small as much as possible, the motor generator of small capacity is used, securing the motor generator of a twice as many torque capacity as this, i.e., required torque, and equipment is constituted cheaply small. Moreover, at this example, it is the motor torque TM. Engine speed NE accompanying [ corresponding to increase increase whenever / throttle valve-opening /, and fuel oil consumption, enlarge the output of an engine 12, and ] increase of reaction force The engine stall resulting from a fall etc. is prevented.

[0053] It is the 1st clutch CE 1 so that clearly [ the mode 7 chosen at step S10 ] from drawing 8 . It is engaged (ON) and is the 2nd clutch CE 2. The output to the input shaft 26 of an automatic transmission 18 serves as zero by releasing (OFF), making an engine 12 into operational status, making a motor generator 14 neutral electrically as unloaded condition, and making rotor-shaft 14r of a motor generator 14 carry out free rotation to hard flow. While not stopping an engine 12 one by one by this at the time of a car halt under transit which makes the engines 12, such as the mode 3, the source of power, engine start of said mode 5 becomes possible substantially.

[0054] the 1st to which step S11 was performed on the other hand when decision of step S7 was denied (i.e., when there is no demand of engine start), and the demand output Pd was set beforehand -- it judges whether it is less than [ decision value P1 ]. The demand output Pd is an output required for transit of the car containing rolling resistance, and is computed by a data map, operation expression, etc. which were defined beforehand based on accelerator control input thetaAC, the gear ratio of the change rate, the vehicle speed V (output-shaft engine speed NO), and an automatic transmission 18, etc.

[0055] Moreover, the 1st decision value P1 is the boundary value of a load field while running only an engine 12 as a source of power, and the low load field which runs only a motor generator 14 as sources of power, and is set that the amount of exhaust gases, fuel consumption, etc. decrease as much as possible by experiment etc. in consideration of energy efficiency including the time of charge with an engine 12.

[0056] the demand output Pd when decision of step S11 is affirmed -- the 1st -- in being less than [ decision value P1 ], it judges whether it is more than the amount A of the minimum accumulation of electricity to which the amount SOC of accumulation of electricity was beforehand set at step S12, and if it is  $SOC \geq A$ , it will choose the mode 1 at step S13. On the other hand, if it is  $SOC < A$ , the mode 3 will be chosen at step S14. When the amount A of the minimum accumulation of electricity runs a motor generator 14 as a source of power, taking out electrical energy from accumulation-of-electricity equipment 58 is the minimum amount of accumulation of electricity permitted, and about 70% of value is set up based on the charge-and-discharge effectiveness of accumulation-of-electricity equipment 58 etc.

[0057] It is the 1st clutch CE 1 so that clearly [ the above-mentioned mode 1 ] from said drawing 8 . It releases (OFF) and is the 2nd clutch CE 2. It is engaged (ON), an engine 12 is suspended, the rotation drive of the motor generator 14 is carried out with the demand output Pd, and it is made to run a car by making only a motor generator 14 into the source of power. Since the 1st clutch CE 1 is released also in this case and an engine 12 is intercepted, it lengthens like said mode 6, and there is little grinding loss and efficient motorised control is possible by carrying out gear change control of the automatic transmission 18 suitably. this mode 1 -- the demand output Pd -- the 1st -- the low load field not more than decision value P1 -- and since it performs when the amount SOC of accumulation of electricity of accumulation-of-electricity equipment 58 is more than the amount A of the minimum accumulation of electricity, while energy efficiency is excellent and being able to reduce fuel consumption and an exhaust gas rather than the case where it runs an engine 12 as a source of power, the amount SOC of accumulation-of-electricity equipment 58 of accumulation of electricity falls from the amount A of the minimum accumulation of electricity, and does not spoil engine performance, such as charge-and-discharge effectiveness

[0058] It is the 1st clutch CE 1 so that clearly [ the mode 3 chosen at step S14 ] from drawing 8 . And the 2nd clutch CE 2 The electrical energy generated by the motor generator 14 is charged at accumulation-of-electricity equipment 58, it both being engaged (ON), making an engine 12 into operational status, making a motor generator 14 into a charge condition by regenerative braking, and making it run a car with the output of an engine 12. You are made to operate an engine 12 with the output beyond the demand output Pd, and current control of the motor generator 14 is performed so that it may be consumed by the motor generator 14 by larger allowances power than the demand output Pd.

[0059] On the other hand, when decision of said step S11 is denied (i.e., when the demand output Pd is larger than the 1st decision value P1), in step S15, it judges whether they are whether the demand output Pd is more greatly [ than the 1st decision value P1 ] smaller than the 2nd decision value P2 and  $P1 < Pd < P2$ . The 2nd decision value P2 is the boundary value of the heavy load field which runs as a source of power both a load field, an engine 12, and the motor generator 14 while running only an engine 12 as a source of power, and it is beforehand determined by experiment etc. in consideration of energy efficiency including the time of charge with

an engine 12 that the amount of exhaust gases, fuel consumption, etc. decrease as much as possible.

[0060] And if it is  $P1 < Pd < P2$ , it will judge whether it is  $SOC \geq A$  at step S16, and in  $SOC \geq A$ , the mode 2 is chosen at step S17, and, in  $SOC < A$ , the mode 3 is chosen at said step S14. Moreover, if it is  $Pd \geq P2$ , it will judge whether it is  $SOC \geq A$  at step S18, and in  $SOC \geq A$ , the mode 4 is chosen at step S19, and, in  $SOC < A$ , the mode 2 is chosen at step S17.

[0061] It is the 1st clutch CE 1 so that clearly [ the above-mentioned mode 2 ] from said drawing 8 . And the 2nd clutch CE 2 It is both engaged (ON), an engine 12 is operated with the demand output  $Pd$ , a motor generator 14 is made into unloaded condition, and it is made to run a car by making only an engine 12 into the source of power.

[0062] Moreover, the mode 4 is the 1st clutch CE 1. And the 2nd clutch CE 2 It is both engaged (ON), an engine 12 is made into operational status, the rotation drive of the motor generator 14 is carried out, and high power transit of the car is carried out by making both an engine 12 and the motor generator 14 into the source of power. this mode 4 -- the demand output  $Pd$  -- the 2nd -- although it performs in the heavy load field beyond decision value  $P2$ , since the engine 12 and the motor generator 14 are used together, as compared with the case where it runs as a source of power either an engine 12 and the motor generator 14, energy efficiency is not spoiled remarkably, and fuel consumption and an exhaust gas can be reduced. Moreover, since it performs when the amount SOC of accumulation of electricity is more than the amount A of the minimum accumulation of electricity, the amount SOC of accumulation of electricity of accumulation-of-electricity equipment 58 falls from the amount A of the minimum accumulation of electricity, and does not spoil engine performance, such as charge-and-discharge effectiveness.

[0063] If it is amount  $SOC \geq A$  of accumulation of electricity when the service condition in the above-mentioned modes 1-4 is summarized In the low load field of  $Pd \leq P1$ , choose the mode 1 at step S13, and it runs only a motor generator 14 as a source of power. In the inside load field of  $P1 < Pd < P2$ , the mode 2 is chosen at step S17, and it runs only an engine 12 as a source of power, and in the heavy load field of  $P2 \leq Pd$ , the mode 4 is chosen at step S19, and it runs as a source of power both an engine 12 and the motor generator 14.

[0064] moreover -- although accumulation-of-electricity equipment 58 is charged by performing the mode 3 of step S14 in the inside low load field where the demand output  $Pd$  is smaller than the 2nd decision value  $P2$  in  $SOC < A$  -- the demand output  $Pd$  -- the 2nd -- high power transit is performed by the engine 12 in the heavy load field beyond decision value  $P2$ , without charging by choosing the mode 2 at step S17.

[0065] The mode 2 of step S17 is the inside load field of  $P1 < Pd < P2$ , is the case of  $SOC \geq A$ , or the heavy load field of  $Pd \geq P2$ , and, in  $SOC < A$ , is performed, but since the engine 12 generally excels [ field / inside load ] the motor generator 14 in energy efficiency, it can reduce fuel consumption and an exhaust gas in it as compared with the case where it runs a motor generator 14 as a source of power.

[0066] Moreover, although the mode 4 which uses together and runs a motor generator 14 and an engine 12 is desirable in a heavy load field, when the amount SOC of accumulation of electricity of accumulation-of-electricity equipment 58 is smaller than the amount A of the minimum accumulation of electricity, it is avoided by performing operation which makes only the engine 12 by the above-mentioned mode 2 the source of power that the amount SOC of accumulation of electricity of accumulation-of-electricity equipment 58 becomes less than the amount A of the minimum accumulation of electricity, and spoils engine performance, such as charge-and-discharge effectiveness.

[0067] Next, the uniform shift control performed in order to shorten gear change time amount, reducing a gear change shock at the time of down shifting is explained based on the flow chart of drawing 9 . In drawing 9 , it is judged at a step SA 1 whether the shift lever 40 is operated to DM range. This judgment is made by judging whether DM switch shown in drawing 2 is made into ON condition.

[0068] When decision of this step SA 1 is denied, this routine is terminated, but when this decision is affirmed, it is judged whether down shifting is performed in a step SA 2. This judgment is made by judging whether - switch shown in drawing 2 was turned on.

[0069] When decision of this step SA 2 is denied, this routine is terminated, but when this decision is affirmed, in a step SA 3, it is judged in the operation mode decision subroutine of drawing 7 whether said mode 1 which runs a motor generator 14 as a source of power, i.e., motor operation mode, is chosen. At this step SA 3, the mode 6 which carries out the regeneration torque control of the motor generator 14 is included in the mode 1, and is judged.

[0070] In the case of the mode 1, a step SA 7 is performed immediately, but when it is not the mode 1, in a step SA 4, it is judged in the operation mode decision subroutine of drawing 7 whether said mode 2 which runs an engine 12 as a source of power, i.e., engine operation mode, is chosen. At this step SA 4, the mode 8 on which engine brake is made to act is included in the mode 2, and is judged.

[0071] When decision of this step SA 4 is affirmed, in a step SA 5, it is judged whether the amount SOC of

accumulation of electricity of accumulation-of-electricity equipment 58 is larger than said amount A of the minimum accumulation of electricity. When this decision is affirmed, after synchronizing to a motor generator 14 in a step SA 6 and being changed into the mode 4 from the mode 2, a step SA 7 is performed.

[0072] When decision of a step SA 4 is denied (i.e., when it is not the mode 2), in a step SA 13, it is judged in the operation mode decision subroutine of drawing 7 whether said mode 4 which runs an engine 12 and a motor generator 14 as a source of power, i.e., engine motor operation mode, is chosen. When this decision is denied, this routine is terminated, but when this decision is affirmed, a step SA 7 is performed.

[0073] At a step SA 7, it is the input-shaft rotational frequency NI of an automatic transmission 18. It responds to the change gear ratio after down shifting, and is the output-shaft rotational frequency NO. In order to make it synchronize, a motor generator 14 is used, and it is the input-shaft rotational frequency NI of an automatic transmission 18. It is made to go up compulsorily. Input-shaft rotational frequency NI As for the amount of modification of the motor torque TM for making it go up (regenerative-braking torque is included), the value from which the constant rate, the fixed rate, etc. may be determined and differ according to gear change conditions, such as a class of gear change and the vehicle speed V, beforehand may be made to be set up.

[0074] In addition, when an engine 12 is in an operating state, as drawing 10 is shown by the broken line, it is the input-shaft engine speed NI. By increasing whenever [ throttle valve-opening ] so that it may follow in footsteps of a rise, it is desirable to reduce the brake force by the pump action of an engine 12. In the motorised mode 1, it is the 1st clutch CE 1. Since it is released, it is not necessary to perform throttle control. In the case of the mode 2 (the mode 8 is included) as for which drawing 10 is running by the engine independent, it is temporarily operated to a motor generator 14 only at the time of gear change.

[0075] As shown to the friction engagement equipment engaged at the time of down shifting, i.e., drawing 3, by the following step SA 8, by 2-→1 gear change, it is a brake B1 at a brake B3 and 4-→3 gear change by brake B4 and 3-→2 gear change. Predetermined value PM for motors in initial engagement pressure It is set up. Predetermined value PM Input-shaft rotational frequency NI Output-shaft rotational frequency NO A low value can be taken compared with the time of the usual gear change which does not synchronize, the constant value set up beforehand is sufficient as this value, and a different value according to a class, friction engagement equipment, etc. of gear change may be made to be set up.

[0076] Next, it sets to a step SA 9 and is the input-shaft rotational frequency NI of an automatic transmission 18. Output-shaft rotational frequency NO It is judged whether the synchronization was completed or not. This decision is the input-shaft rotational frequency NI of an automatic transmission 18. That output-shaft rotational frequency NO It is carried out by judging whether abbreviation coincidence was carried out with the value which multiplied by the change gear ratio of a down shifting side gear ratio. A judgment of gear change termination, i.e., synchronous termination, can also be made by whether the elapsed time after a gear change output exceeded predetermined time.

[0077] Although steps SA7-SA9 are repeatedly performed when decision of this step SA 9 is denied, when this decision is affirmed, this routine is terminated, and it is the motor torque TM. It is returned to the original value.

[0078] On the other hand, when decision of the above-mentioned step SA 5 is denied, since a motor generator 14 cannot be used, it sets to a step SA 10, and it is the input-shaft engine speed NI of an automatic transmission 18. Output-shaft engine speed NO In order to make it synchronize, electronics control of whenever [ throttle valve-opening / of an engine 12 ] is carried out, and it is the input-shaft engine speed NI of an automatic transmission 18. It is made to go up compulsorily. Input-shaft engine speed NI Engine torque TE for making it go up As for the amount of modification, the value from which the constant rate, the fixed rate, etc. may be determined and differ according to gear change conditions, such as a class of gear change and the vehicle speed V, beforehand may be made to be set up.

[0079] Next, as a step SA 11 is shown in the friction engagement equipment engaged at the time of down shifting, i.e., drawing 3, by 2-→1 gear change, it is a brake B1 at a brake B3 and 4-→3 gear change by brake B4 and 3-→2 gear change. Predetermined value PE for engines in initial engagement pressure It is set up. Predetermined value PE Input-shaft rotational frequency NI Output-shaft rotational frequency NO Although a low value can be taken compared with the time of the usual gear change which does not synchronize, since the torque control of an engine 12 is not easy, a synchronization becomes imperfect in about 14 motor generator in many cases, and it is the predetermined value PM for the above-mentioned motors. It becomes a large value. Moreover, the constant value set up beforehand is sufficient as this value, and a different value according to the class and friction engagement equipment of gear change may be made to be set up.

[0080] Next, it sets to a step SA 12 and is the input-shaft rotational frequency NI of an automatic transmission 18. Output-shaft rotational frequency NO It is judged like said step SA 9 whether the synchronization was completed or not. Although steps SA10-SA12 are repeatedly performed when decision of this step SA 12 is denied, when this decision is affirmed, this routine is terminated, and whenever [ throttle valve-opening ] is



returned to the original condition.

[0081] Next, it is the motor torque  $T_M$  after the description part of this example to which this invention was applied, i.e., uniform shift control termination of drawing 9. The control actuation for preventing the slip of a driving wheel generated by the comparatively big engine brake produced in case it returns to the original value is explained based on the flow chart of drawing 11. In this control actuation, a step SB 3 supports the slip prediction means, and a step SB 5 supports the driving force change relaxation means, and is performed by the controller 50 for hybrid control, respectively.

[0082] If it puts in another way whether it is motor torque return [ after decision of the step SA 9 of drawing 9 was affirmed ] controlling by the step SB 1 in drawing 11, \*\*\*\*\* at the time of change of driving force will be the motor torque  $T_M$ . It is judged based on change. When this decision is denied, this routine is terminated, but when this decision is affirmed, it is judged based on ON and the OFF signal which are supplied from the brake switch 66 in a step SB 2 whether it is (ON) during braking. When this decision is affirmed, the gear change shock resulting from the down shifting at the time of moderation transit does not pose a problem, but since this motor torque return control is not required, either, this routine is terminated. However, when this decision is denied, it is judged whether rate-of-change  $|d\omega / dt|$  of the angular rate of rotation  $\omega$  of the driving wheel detected by the wheel rotational-speed sensor 138 in a step SB 3 are beyond the predetermined values  $\alpha$ . In addition, the predetermined value  $\alpha$  is beforehand defined by experiment etc. with the value a slip of a driving wheel is predicted to be. Although the predetermined value  $\alpha$  may be constant value, you may make it set up transit conditions, such as road surface coefficient of friction, etc. as a parameter.

[0083] When decision of this step SB 3 is denied, since a slip of a driving wheel is not predicted, in a step SB 4, motor torque return control is usually performed at a passage. On the other hand, when decision of a step SB 3 is affirmed, since a slip of a driving wheel is predicted, motor torque return control is eased in a step SB 5. This is performed by making a change rate small, or delaying temporarily motor torque return control (fall control of a motor current value), as an alternate long and short dash line shows as a broken line shows to the graph of the motor current value (equivalent to the motor torque  $T_M$ ) of drawing 12.

[0084] In the mode 4 in which drawing 12 runs an engine 12 and a motor generator 14 as a source of power. Whenever [ throttle valve-opening / of an engine 12 ] is a thing at the time of the down shifting of the midst to which engine brake acts on by 0, and the regeneration torque control of the motor generator 14 is carried out. While a uniform shift is performed by carrying out the power running torque control of the motor generator 14 temporarily, the car damping force by the engine brake force is increased by reducing a motor current value after gear change termination. In addition, minus of a motor current value means the regeneration torque control which carries out regenerative braking by generation of electrical energy.

[0085] Next, in a step SB 6, extended processing of the decision-criterion value (guard time)  $T_{s2}$  is performed. This decision-criterion value  $T_{s2}$  is a value for judging the time of predetermined time having passed since gear change termination. In order to judge the suitable timing for performing motor torque return control preferentially so that the sense of incongruity by the delay of a feeling of moderation may not occur when the delay of motor torque return control occurs. It is the value determined based on the class (gear ratio before gear change) and the vehicle speed  $V$  of actual down shifting from the data map beforehand called for by experiment etc. And if elapsed time  $T_{sd}$  reaches the above-mentioned decision-criterion value  $T_{s2}$ , motor torque return control will be performed preferentially and prompt moderation will be performed. However, it is made to be controlled by extending the decision-criterion value  $T_{s2}$  about that to which the decision-criterion value  $T_{s2}$  is set in this way, since there is a possibility of generating a slip when motor torque is compulsorily returned during activation of the above-mentioned step SB 6 as the motor current value is shown to drawing 12 by the broken line or the alternate long and short dash line in a step SB 5.

[0086] In case a motor current value is returned to the original value after activation of uniform shift control as mentioned above according to this example. It is judged in the step SB 3 corresponding to a slip prediction means whether comparatively big engine brake arose and rate-of-change  $|d\omega / dt|$  of the angular rate of rotation of a driving wheel became beyond the predetermined value  $\alpha$ . Since the increment in the engine brake force is controlled by easing motor torque return control in the step SB 5 corresponding to a driving force change relaxation means when this decision is affirmed and a slip of a driving wheel is predicted, a slip of a driving wheel is prevented beforehand.

[0087] Moreover, since a slip is predicted and driving force change is eased while the responsibility and control precision which were excellent as compared with the case where the torque of an engine 12 is controlled are acquired, in order to control driving force change (increment in the engine brake force) by current control (torque control) of a motor generator 14, generating of a slip can be beforehand prevented in a high precision.

[0088] Next, other control actuation as a description part of this example to which this invention was applied is explained based on the flow chart of drawing 13. In this control actuation, steps SC3 and SC4 support the slip

prediction means, and a step SC 6 supports the driving force change relaxation means, and is performed by the controller 50 for hybrid control, respectively.

[0089] In drawing 13, steps SC1-SC2 are performed like steps SB1-SB2 of drawing 11. At a step SC 3, the rotational speed of the various parameters relevant to the stability of the behavior, for example, a yaw rate, car acceleration, a steering angle, and a wheel, damping force, road surface coefficient of friction, etc. are detected [ be / it / under / transit / of a car / setting ] by the controller 130 for VSC control using the yaw rate sensor 132, an acceleration sensor 134, the steering angle sensor 136, the wheel rotational-speed sensor 138, the damping force sensor 140, and the road surface coefficient-of-friction sensor 142, respectively.

[0090] Then, it is judged [ whether the above-mentioned stability related parameter exceeded the decision-criterion range set up beforehand and ] in a step SC 4 whether it separated or not. This decision-criterion range is range where generating of a slip of the driving wheel by the engine brake operation related and generated is not expected, when said usual motor torque return control is performed. Next, steps SC5-SC7 are performed like steps SB4-SB6 of drawing 11.

[0091] As mentioned above, although one example of this invention was explained to the detail based on the drawing, this invention is applied also in other modes.

[0092] For example, although the automatic transmission 18 which has the gear ratio of one step of go-astern and five steps of advance was used in the above-mentioned example, as shown in drawing 14, it is also possible for it to be made to perform gear change control by four steps of advance and one step of go-astern, as the automatic transmission 18 which omits said auxiliary transmission 20 and consists only of said main change gear 22 is adopted and it is shown in drawing 15.

[0093] Moreover, although it was constituted so that a slip of a driving wheel might be prevented by easing the motor torque return control performed after step SA9 termination of drawing 9 in the step SB 5 of drawing 11 in the above-mentioned example When throttle-valve return control is performed after step SA12 termination of drawing 9 and it is predicted that a slip of a driving wheel is generated As shown in drawing 16, a motor current can be increased temporarily and the increment in the car damping force by engine brake can be controlled, and it can also constitute so that a slip of a driving wheel may be prevented. In addition, as for a throttle valve, return control is continued as it is.

[0094] This invention may be applied in various modes in the range which does not deviate from the main point.

---

[Translation done.]

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**



\* NOTICES \*

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

---

## DESCRIPTION OF DRAWINGS

---

### [Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1] It is a main point Fig. explaining the configuration of the hybrid driving gear of a hybrid car equipped with the driving force control device which is one example of this invention.

[Drawing 2] It is drawing explaining the control network with which the hybrid driving gear of drawing 1 is equipped.

[Drawing 3] It is drawing explaining actuation of the engagement element which forms each gear ratio of the automatic transmission of drawing 1.

[Drawing 4] It is drawing explaining the actuated valve position of the shift lever of drawing 2.

[Drawing 5] It is drawing showing a part of hydraulic circuit of the automatic transmission of drawing 1.

[Drawing 6] It is drawing explaining the connection relation between the controller for hybrid control of drawing 2, and an electric-type torque converter.

[Drawing 7] It is a flow chart explaining fundamental actuation of the hybrid driving gear of drawing 1.

[Drawing 8] It is drawing explaining the operating state in each modes 1-9 in the flow chart of drawing 7.

[Drawing 9] It is a flow chart explaining the uniform shift control at the time of the down shifting for shortening gear change time amount, reducing a gear change shock.

[Drawing 10] It is the timing diagram which illustrates change of the input-shaft engine speed by control actuation of drawing 9 etc.

[Drawing 11] It is a flow chart explaining the important section of the control actuation used as the description of this invention.

[Drawing 12] motor engine speed NM by control actuation of drawing 11 etc. -- it is the timing diagram which shows change.

[Drawing 13] It is a flow chart explaining the important section of other control actuation used as the description of this invention.

[Drawing 14] The example of drawing 1 is the main point Fig. showing the configuration of the hybrid driving gear of a hybrid car equipped with a different automatic transmission.

[Drawing 15] It is drawing explaining actuation of the engagement element which forms each gear ratio of the automatic transmission of drawing 14.

[Drawing 16] It is the timing diagram which shows a motor current value change when it is predicted that a slip of a driving wheel is generated after step SA12 termination of drawing 9.

### [Description of Notations]

12: Engine

14: Motor generator (electric motor)

50: The controller for hybrid control

130: The controller for VSC control

Steps SB3, SC3, and SC4: Slip prediction means

Steps SB5 and SC6: Driving force change relaxation means

---

[Translation done.]

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平10-304514

(43) 公開日 平成10年(1998)11月13日

(51) Int.Cl.<sup>6</sup>

B 6 0 L 11/14

15/20

F 0 2 D 29/02

識別記号

3 1 1

F I

B 6 0 L 11/14

15/20

F 0 2 D 29/02

Y

D

3 1 1 H

審査請求 未請求 請求項の数 1 O L (全 17 頁)

(21) 出願番号

特願平9-107479

(22) 出願日

平成9年(1997)4月24日

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 田端 淳

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72) 発明者 多賀 豊

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72) 発明者 茨木 隆次

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(74) 代理人 弁理士 池田 治幸 (外2名)

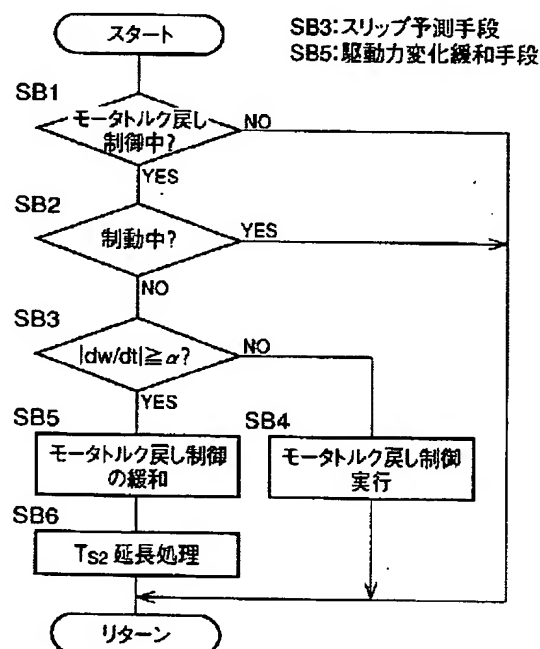
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ハイブリッド車両の駆動力制御装置

(57) 【要約】

【課題】 エンジンおよび電動モータを車両走行時の動力源として備えているハイブリッド車両において、等速シフト制御によって一時的に増大させられた動力源の出力がダウンシフト完了後に元の値に戻される際に発生する駆動輪のスリップなど、駆動力変化に伴って生じるスリップを防止する。

【解決手段】 ステップSB3において駆動輪の回転角速度の変化率 $|d\omega/dt|$ が所定値 $\alpha$ 以上であると判断され、駆動輪のスリップが発生すると予測された場合には、ステップSB5においてモータトルク戻し制御が緩和されることにより駆動力の変化（エンジンブレーキの増加）が緩和されるため、等速シフト制御終了後にエンジンブレーキの増加に起因して駆動輪のスリップが生じることが防止される。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 燃料の燃焼によって作動するエンジンと、電気エネルギーで作動する電動モータとを車両走行時の動力源として備えているハイブリッド車両の駆動力制御装置において、  
駆動力変化に伴って生じる駆動輪のスリップを予測するスリップ予測手段と、

該スリップ予測手段により駆動輪のスリップが予測された場合には、前記電動モータのトルクを制御して前記駆動力変化を緩和する駆動力変化緩和手段とを有することを特徴とするハイブリッド車両の駆動力制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明はハイブリッド車両の駆動力制御装置に係り、特に、動力源の駆動力変化に伴って生じる駆動輪のスリップを未然に防止する技術に関するものである。

## 【0002】

【従来の技術】アクセルが略OFFの状態では自動変速機がエンジンプレーキの作用する低速側変速段へダウンシフトされる際にエンジン出力を一時的に増大させる技術（以下、等速シフト制御と称する）が、例えば特開平5-302532号公報に記載されている。このような技術を用いれば、ダウンシフト時に油圧クラッチやブレーキの伝達トルクが急増してエンジン回転速度が速やかに上昇すると同時にエンジン出力が一時的に増大させられるため、大きな変速ショックを生じさせることが無くなり、また、かかる変速ショックを低減するために油圧クラッチやブレーキの伝達トルクを緩やかに増大させる場合と比べて、変速時間が短縮されると共に油圧クラッチやブレーキの摩擦エネルギー量が小さくなって摩擦材の寿命が長くなる。

## 【0003】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、このような技術においても、ダウンシフト完了後に一時的に増大されたエンジン出力をアクセル操作量に対応した値に戻す際に、比較的大きなエンジンプレーキが生じて駆動輪のスリップが発生する可能性が存在したのである。

【0004】本発明は以上のような事情を背景として為されたものであり、その目的とするところは、エンジンおよび電動モータを車両走行時の動力源として備えているハイブリッド車両において、等速シフト制御によって一時的に増大させられた動力源の出力がダウンシフト完了後に元の値に戻される際に発生する駆動輪のスリップなど、駆動力の変化に伴って生じるスリップを防止することにある。

## 【0005】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するために本発明は、燃料の燃焼によって作動するエンジンと、電気エネルギーで作動する電動モータとを車両走行時の

動力源として備えているハイブリッド車両の駆動力制御装置において、(a) 駆動力変化に伴って生じる駆動輪のスリップを予測するスリップ予測手段と、(b) そのスリップ予測手段により駆動輪のスリップが予測された場合には、前記電動モータのトルクを制御して前記駆動力変化を緩和する駆動力変化緩和手段とを有することを特徴とする。

## 【0006】

【発明の効果】本発明によれば、スリップ予測手段により駆動力変化に伴って生じる駆動輪のスリップが予測されると、駆動力変化緩和手段により電動モータによって動力源の駆動力変化が緩和されるため、スリップの発生が未然に防止される。例えば等速シフト制御の実行後に一時的に増大された動力源の出力がアクセル操作量に対応した値に戻される際に、比較的大きなエンジンプレーキが生じて駆動輪のスリップが発生しそうになると、スリップ予測手段により駆動輪のスリップが予測されると共に、駆動力変化緩和手段により電動モータによって駆動力変化、この場合はエンジンプレーキ力の増加が緩和されるため、駆動輪のスリップが未然に防止される。

【0007】また、本発明では電動モータのトルク制御で駆動力変化を緩和するため、エンジンのトルクを制御する場合に比較して優れた応答性、制御精度が得られるとともに、スリップを予測して駆動力変化を緩和するため、スリップの発生を高い精度で未然に防止できる。

【発明の実施の形態】ここで、本発明は、例えばクラッチにより動力伝達を接続、遮断することによって動力源を切り換える切換タイプや、遊星歯車装置などの合成分配機構によってエンジンおよび電動モータの出力を合成したり分配したりするミックスタイプ、電動モータおよびエンジンの一方を補助的に用いるアシスタタイプなど、種々のタイプのハイブリッド車両に適用され得る。

【0008】また、前記スリップ予測手段は、ダウンシフトやアクセル戻し時の駆動力の減少時（エンジンプレーキ力の増大時）に発生する駆動輪のスリップや、アクセルの踏み込み等に伴う駆動力の増大時に発生する駆動輪のスリップなど、動力源のトルク変化や自動変速機の変速に起因する駆動力変化に伴って発生するスリップは勿論、ブレーキ操作に起因する駆動力変化に伴って発生するスリップを予測するものであっても良い。このスリップ予測手段は、例えば前記ダウンシフト時のスリップを予測する場合、駆動輪の回転角速度 $\omega$ の変化率 $|\frac{d\omega}{dt}|$ が予め実験等によって設定された所定値以上か否か等によって判断するように構成される。また、車両の走行中においてその挙動の安定性に関連する種々のパラメータ、例えばヨーレート、車両加速度、操舵角、制動力、路面摩擦係数などをそれぞれヨーレートセンサ、加速度センサ、操舵角センサ、制動力センサ、路面摩擦係数センサなどによって検出し、これらの安定性関連パラメータが予め定められた判断基準範囲を超えた場合に駆

動輪のスリップが発生すると予測するようにしても良いなど、種々の手段を採用できる。

【0009】また、電動モータのトルクを制御して駆動力変化を緩和する駆動力変化緩和手段は、電動モータに通電して所定のトルクを発生させる力行トルク制御は勿論、電動モータを回生制動して所定の回生制動トルクを発生させる回生トルク制御を行うことも可能であり、少なくとも何れか一方のトルク制御を行って駆動力変化を緩和するように構成される。なお、駆動力変化の緩和は、駆動力の変化率を小さくする場合は勿論、駆動力の変化を0にする場合も含む。

【0010】また、本発明は、動力源である電動モータのトルク変化に起因する駆動力変化に伴って生じる駆動輪のスリップをスリップ予測手段により予測し、駆動力変化緩和手段によってその電動モータのトルク変化を抑制または一時的に禁止することにより駆動力変化を緩和してスリップを防止する場合も含む。

【0011】以下、本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明する。図1は、本発明の一実施例である駆動力制御装置を備えているハイブリッド車両のハイブリッド駆動装置10の骨子図である。

【0012】図1において、このハイブリッド駆動装置10はFR（フロントエンジン・リヤドライブ）車両用のもので、燃料の燃焼によって作動する内燃機関等のエンジン12と、電気エネルギーによって作動する電動モータとしてのモータジェネレータ14と、シングルピニオン型の遊星歯車装置16と、自動変速機18とを車両の前後方向に沿って備えており、出力軸19から図示しないプロペラシャフトや差動装置などを介して左右の駆動輪（後輪）へ駆動力を伝達する。遊星歯車装置16は機械的に力を合成分配する合成分配機構で、モータジェネレータ14と共に電気式トルコン24を構成しており、そのリングギヤ16rは第1クラッチCE<sub>1</sub>を介してエンジン12に連結され、サンギヤ16sはモータジェネレータ14のロータ軸14rに連結され、キャリア16cは自動変速機18の入力軸26に連結されている。また、サンギヤ16sおよびキャリア16cは第2クラッチCE<sub>2</sub>によって連結されるようになっている。なお、エンジン12の出力は、回転変動やトルク変動を抑制するためのフライホイール28およびスプリング、ゴム等の弾性部材によるダンパ装置30を介して第1クラッチCE<sub>1</sub>に伝達される。第1クラッチCE<sub>1</sub>および第2クラッチCE<sub>2</sub>は、何れも油圧アクチュエータによって係合、解放される摩擦式の多板クラッチである。

【0013】自動変速機18は、前置式オーバードライブプラネタリギヤユニットから成る副変速機20と、単純連結3プラネタリギヤトレインから成る前進4段、後進1段の主変速機22とを組み合わせたものである。具体的には、副変速機20はシングルピニオン型の遊星歯車装置32と、油圧アクチュエータによって摩擦係合さ

せられる油圧式のクラッチC<sub>0</sub>、ブレーキB<sub>0</sub>と、一方向クラッチF<sub>0</sub>とを備えて構成されている。また、主変速機22は、3組のシングルピニオン型の遊星歯車装置34、36、38と、油圧アクチュエータによって摩擦係合させられる油圧式のクラッチC<sub>1</sub>、C<sub>2</sub>、ブレーキB<sub>1</sub>、B<sub>2</sub>、B<sub>3</sub>、B<sub>4</sub>と、一方向クラッチF<sub>1</sub>、F<sub>2</sub>とを備えて構成されている。

【0014】そして、図2に示されているソレノイドバルブSL1～SL4の励磁、非励磁により油圧回路44が切り換えられたり、シフトレバー40に機械的に連結されたマニュアルシフトバルブによって油圧回路44が機械的に切り換えられたりすることにより、クラッチC<sub>0</sub>、C<sub>1</sub>、C<sub>2</sub>、ブレーキB<sub>0</sub>、B<sub>1</sub>、B<sub>2</sub>、B<sub>3</sub>、B<sub>4</sub>がそれぞれ係合、解放制御され、図3に示されているようにニュートラル（N）と前進5段（1st～5th）、後進1段（Rev）の各変速段が成立させられる。なお、上記自動変速機18や前記電気式トルコン24は、中心線に対して略対称的に構成されており、図1では中心線の下半分が省略されている。

【0015】図3のクラッチ、ブレーキ、一方向クラッチの欄の「○」は係合、「●」はシフトレバー40がエンジンブレーキレンジ、たとえば「3」、「2」、及び「L」レンジ等の低速レンジへ操作された場合に係合、そして、空欄は非係合を表している。その場合に、ニュートラルN、後進変速段Rev、及びエンジンブレーキレンジは、シフトレバー40に機械的に連結されたマニュアルシフトバルブによって油圧回路44が機械的に切り換えられることによって成立させられ、前進変速段の1st～5thの相互間の変速はソレノイドバルブSL1～SL4によって電氣的に制御される。また、前進変速段の変速比は1stから5thとなるに従って段階的に小さくなり、4thの変速比i<sub>4</sub>=1である。図3は各変速段の変速比の一例を示したものである。

【0016】図4は、図2に表されるシフトレバー40の操作位置を示している。図において、車両の前後方向の6つの操作位置と車両の左右方向の3つの操作位置との組み合わせにより、シフトレバー40を11通りの操作位置へ操作可能に支持する図示しない支持装置によってシフトレバー40が支持されている。シフトレバー40は図のDM（ダイレクトモード）位置に操作されると、図2に示されるDMスイッチがON状態とされて、手動変速を行うダイレクトモードが開始される。このダイレクトモードにおいては、シフトレバー40が+位置に操作される毎に、図2の+スイッチが1回ONされて、自動変速機18が1変速段分アップシフトされる。一方、シフトレバー40が-位置に操作される毎に、図2の-スイッチが1回ONされて、自動変速機18が1変速段分ダウンシフトされる。尚、今回、ダイレクトモードに関する説明は省略するが、その詳しい説明は、例えば特開平5-322036号公報などに記載されてい

る。

【0017】図3の作動表に示されているように、第2変速段(2nd)と第3変速段(3rd)との間の変速は、第2ブレーキ $B_2$ と第3ブレーキ $B_3$ との係合・解放状態を共に変えるクラッチツウクラッチ変速になる。この変速を円滑に行うために、上述した油圧回路44には図5に示す回路が組み込まれている。

【0018】図5において符号70は1-2シフトバルブを示し、また符号71は2-3シフトバルブを示し、さらに符号72は3-4シフトバルブを示している。これらのシフトバルブ70、71、72の各ポートの各変速段での連通状態は、それぞれのシフトバルブ70、71、72の下側に示している通りである。なお、その数字は各変速段を示す。

【0019】その2-3シフトバルブ71のポートのうち第1変速段および第2変速段で入力ポート73に連通するブレーキポート74に、第3ブレーキ $B_3$ が油路75を介して接続されている。この油路にはオリフィス76が介装されており、そのオリフィス76と第3ブレーキ $B_3$ との間にダンパーバルブ77が接続されている。このダンパーバルブ77は、第3ブレーキ $B_3$ にライン圧が急激に供給された場合に少量の油圧を吸入して緩衝作用を行うものである。

【0020】また符号78はB-3コントロールバルブであって、第3ブレーキ $B_3$ の係合圧をこのB-3コントロールバルブ78によって直接制御するようになっている。すなわち、このB-3コントロールバルブ78は、スプール79とプランジャ80とこれらの間に介装したスプリング81とを備えており、スプール79によって開閉される入力ポート82に油路75が接続され、またこの入力ポート82に選択的に連通させられる出力ポート83が第3ブレーキ $B_3$ に接続されている。さらにこの出力ポート83は、スプール79の先端側に形成したフィードバックポート84に接続されている。

【0021】一方、前記スプリング81を配置した箇所に開口するポート85には、2-3シフトバルブ71のポートのうち第3変速段以上の変速段でDレンジ圧を出力するポート86が油路87を介して連通させられている。また、プランジャ80の端部側に形成した制御ポート88には、リニアソレノイドバルブSLUが接続されている。

【0022】したがって、B-3コントロールバルブ78は、スプリング81の弾性力とポート85に供給される油圧とによって調圧レベルが設定され、且つ制御ポート88に供給される信号圧が高いほどスプリング81による弾性力が大きくなるように構成されている。

【0023】さらに、図5における符号89は、2-3タイミングバルブであって、この2-3タイミングバルブ89は、小径のランドと2つの大径のランドとを形成したスプール90と第1のプランジャ91とこれらの間

に配置したスプリング92とスプール90を挟んで第1のプランジャ91とは反対側に配置された第2のプランジャ93とを有している。

【0024】この2-3タイミングバルブ89の中間部のポート94に油路95が接続され、また、この油路95は2-3シフトバルブ71のポートのうち第3変速段以上の変速段でブレーキポート74に連通させられるポート96に接続されている。

【0025】さらに、この油路95は途中で分岐して、前記小径ランドと大径ランドとの間に開口するポート97にオリフィスを介して接続されている。この中間部のポート94に選択的に連通させられるポート98は油路99を介してソレノイドリレーバルブ100に接続されている。

【0026】そして、第1のプランジャ91の端部に開口しているポートにリニアソレノイドバルブSLUが接続され、また第2のプランジャ93の端部に開口するポートに第2ブレーキ $B_2$ がオリフィスを介して接続されている。

【0027】前記油路87は第2ブレーキ $B_2$ に対して油圧を供給・排出するためのものであって、その途中には小径オリフィス101とチェックボール付きオリフィス102とが介装されている。また、この油路87から分岐した油路103には、第2ブレーキ $B_2$ から排圧する場合に開くチェックボールを備えた大径オリフィス104が介装され、この油路103は以下に説明するオリフィスコントロールバルブ105に接続されている。

【0028】オリフィスコントロールバルブ105は第2ブレーキ $B_2$ からの排圧速度を制御するためのバルブであって、そのスプール106によって開閉されるように中間部に形成したポート107には第2ブレーキ $B_2$ が接続されており、このポート107より図での下側に形成したポート108に前記油路103が接続されている。

【0029】第2ブレーキ $B_2$ を接続してあるポート107より図での上側に形成したポート109は、ドレインポートに選択的に連通させられるポートであって、このポート109には、油路110を介して前記B-3コントロールバルブ78のポート111が接続されている。尚、このポート111は、第3ブレーキ $B_3$ を接続してある出力ポート83に選択的に連通させられるポートである。

【0030】オリフィスコントロールバルブ105のポートのうちスプール106を押圧するスプリングとは反対側の端部に形成した制御ポート112が油路113を介して、3-4シフトバルブ72のポート114に接続されている。このポート114は、第3変速段以下の変速段で第3ソレノイドバルブSL3の信号圧を出力し、また、第4変速段以上の変速段で第4ソレノイドバルブSL4の信号圧を出力するポートである。

【0031】さらに、このオリフィスコントロールバルブ105には、前記油路95から分岐した油路115が接続されており、この油路115を選択的にドレインポートに連通させるようになっている。

【0032】なお、前記2-3シフトバルブ71において第2変速段以下の変速段でDレンジ圧を出力するポート116が、前記2-3タイミングバルブ89のうちスプリング92を配置した箇所開口するポート117に油路118を介して接続されている。また、3-4シフトバルブ72のうち第3変速段以下の変速段で前記油路87に連通させられるポート119が油路120を介してソレノイドリレーバルブ100に接続されている。

【0033】そして、図5において、符号121は第2ブレーキ $B_2$ 用のアキュムレータを示し、その背圧室にはリニアソレノイドバルブSLNが出力する油圧に応じて調圧されたアキュムレータコントロール圧が供給されている。このアキュムレータコントロール圧は、リニアソレノイドバルブSLNの出力圧が低いほど高い圧力になるように構成されている。したがって、第2ブレーキ $B_2$ の係合・解放の過渡的な油圧は、リニアソレノイドバルブSLNの信号圧が低いほど高い圧力で推移するようになっている。

【0034】また、符号122はC-0エキゾーストバルブを示し、さらに符号123はクラッチ $C_0$ 用のアキュムレータを示している。C-0エキゾーストバルブ122は2速レンジでの第2変速段のみにおいてエンジンブレーキを効かせるためにクラッチ $C_0$ に係合させるように動作するものである。

【0035】したがって、上述した油圧回路44によれば、B-3コントロールバルブ78のポート111がドレインに連通していれば、第3ブレーキ $B_3$ の係合圧をB-3コントロールバルブ78によって直接調圧することができ、また、その調圧レベルをリニアソレノイドバルブSLUによって変えることができる。

【0036】また、オリフィスコントロールバルブ105のスプール106が、図の左半分に示す位置にあれば、第2ブレーキ $B_2$ はこのオリフィスコントロールバルブ105を介して排圧が可能になり、したがって第2ブレーキ $B_2$ からのドレイン速度を制御することができる。

【0037】さらに、第2変速段から第3変速段への変速は、第3ブレーキ $B_3$ を緩やかに解放すると共に第2ブレーキ $B_2$ を緩やかに係合する所謂クラッチツウクラッチ変速が行われるわけであるが、その変速に先立って入力軸26への入力トルクを予め推定し、その入力トルク推定値に基づいてリニアソレノイドバルブSLUにより駆動される第3ブレーキ $B_3$ の解放過渡油圧を制御することにより変速ショックを好適に軽減することができる。

【0038】ハイブリッド駆動装置10は、図2に示さ

れるようにハイブリッド制御用コントローラ50及び自動変速制御用コントローラ52を備えている。これらのコントローラ50、52は、CPUやRAM、ROM等を有するマイクロコンピュータを備えて構成され、車速センサ62、入力軸回転数センサ64、ブレーキスイッチ66からそれぞれ車速 $V$ （自動変速機18の出力軸19の回転数 $N_0$ に対応）、自動変速機18の入力軸26の回転数 $N_I$ 、ブレーキのON、OFFを表す信号が供給される他、エンジントルク $T_E$ 、モータトルク $T_M$ 、エンジン回転数 $N_E$ 、モータ回転数 $N_M$ 、蓄電装置58（図6参照）の蓄電量SOC、シフトレバー40の操作レンジ、アクセル操作量 $\theta_{AC}$ などに関する情報が、種々の検出手段などから供給されるようになっており、予め設定されたプログラムに従って信号処理を行う。なお、エンジントルク $T_E$ はスロットル弁開度や燃料噴射量などから求められ、モータトルク $T_M$ はモータ電流などから求められ、蓄電量SOCはモータジェネレータ14がジェネレータとして機能する充電時のモータ電流や充電効率などから求められる。

【0039】前記エンジン12は、ハイブリッド制御用コントローラ50によってスロットル弁開度や燃料噴射量、点火時期などが制御されることにより、アクセル操作量 $\theta_{AC}$ 等の運転状態に応じて出力が制御される。モータジェネレータ14は、図6に示すようにM/G制御器（インバータ）56を介してバッテリー等の蓄電装置58に接続されており、ハイブリッド制御用コントローラ50により、その蓄電装置58から電気エネルギーが供給されて所定のトルクで回転駆動される回転駆動状態（力行トルク制御）と、回生制動（モータジェネレータ14自体の電気的な制動トルク）によりジェネレータとして機能して蓄電装置58に電気エネルギーを充電する充電状態（回生トルク制御）と、ロータ軸14rが自由回転することを許容する無負荷状態とに切り換えられる。また、前記第1クラッチ $C_{E1}$ 及び第2クラッチ $C_{E2}$ は、ハイブリッド制御用コントローラ50により電磁弁等を介して油圧回路44が切り換えられることにより、係合或いは解放状態が切り換えられる。自動変速機18は、自動変速制御用コントローラ52によって前記ソレノイドバルブSL1~SL4、リニアソレノイドバルブSLU、SLT、SLNの励磁状態が制御され、油圧回路44が切り換えられたり油圧制御が行われることにより、運転状態に応じて変速段が切り換えられる。

【0040】また、ハイブリッド制御用コントローラ50にはVSC制御用コントローラ130が接続されている。そのVSC制御用コントローラ130には、車体鉛直軸まわりの回転角速度すなわちヨーレートを検出するヨーレートセンサ132、車両の加速度を検出する加速度センサ134、ステアリングホイールの操舵角を検出する操舵角センサ136、各車輪の回転速度を検出する車輪回転速度センサ138、車両の制動力たとえば制動

油圧を検出する制動力センサ140、路面摩擦係数を検出する路面摩擦係数センサ142が備えられており、それらセンサにより検出されたヨーレート、車両加速度、操舵角、車輪の回転速度、制動力、路面摩擦係数を表す信号がVSC制御用コントローラ130へ供給される。このVSC制御用コントローラ130も、前記コントローラ50、52と同様のマイクロコンピュータであって、CPUはRAMの一時記憶機能を利用しつつ予めROMに記憶されたプログラムに従って入力信号を処理し、各車輪の制動油圧を制御するハイドロブースタアクチュエータ144の電磁弁を制御する。また、そのVSC制御用コントローラ130は、前記ハイブリッド制御用コントローラ50および自動変速制御用コントローラ52と相互に通信可能に接続されており、一方に必要な信号が他方から適宜送信されるようになっている。

【0041】上記ハイブリッド制御用コントローラ50は、例えば本願出願人が先に出願した特願平7-294148号に記載されているように、図7に示すフローチャートに従って図8に示す9つの運転モードの1つを選択し、その選択したモードでエンジン12及び電気式トルコン24を作動させる。

【0042】図7において、ステップS1ではエンジン始動要求があったか否かを、例えばエンジン12を動力源として走行したり、エンジン12によりモータジェネレータ14を回転駆動して蓄電装置58を充電したりするために、エンジン12を始動すべき旨の指令があったか否かを判断する。ここで、始動要求があればステップS2でモード9を選択する。モード9は、図8から明らかなように第1クラッチCE<sub>1</sub>に係合(ON)し、第2クラッチCE<sub>2</sub>に係合(ON)し、モータジェネレータ14により遊星歯車装置16を介してエンジン12を回転駆動すると共に、燃料噴射などのエンジン始動制御を行ってエンジン12を始動する。

【0043】このモード9は、車両停止時には前記自動変速機18をニュートラルにして行われ、モード1のように第1クラッチCE<sub>1</sub>を解放したモータジェネレータ14のみを動力源とする走行時には、第1クラッチCE<sub>1</sub>に係合すると共に走行に必要な要求出力以上の出力でモータジェネレータ14を作動させ、その要求出力以上の余裕出力でエンジン12を回転駆動することによって行われる。また、車両走行時であっても、一時的に自動変速機18をニュートラルにしてモード9を実行することも可能である。このようにモータジェネレータ14によってエンジン12が始動させられることにより、始動専用のスタータ(電動モータなど)が不要となり、部品点数が少なくなって装置が安価となる。

【0044】一方、ステップS1の判断が否定された場合、すなわちエンジン始動要求がない場合には、ステップS3を実行することにより、制動力の要求があるか否かを、例えばブレーキがONか否か、シフトレバー40

の操作レンジがLや2などのエンジnbr레이크レンジ(低速変速段のみで変速制御を行うと共にエンジnbr레이크や回生制動が作用するレンジ)或いはDMレンジで、且つアクセル操作量 $\theta_{AC}$ が0か否か、或いは単にアクセル操作量 $\theta_{AC}$ が0か否か、等によって判断する。

【0045】この判断が肯定された場合にはステップS4を実行する。ステップS4では、蓄電装置58の蓄電量SOCが予め定められた最大蓄電量B以上か否かを判断し、 $SOC \geq B$ であればステップS5でモード8を選択し、 $SOC < B$ であればステップS6でモード6を選択する。最大蓄電量Bは、蓄電装置58に電気エネルギーを充電することが許容される最大の蓄電量で、蓄電装置58の充放電効率などに基いて例えば80%程度の値が設定される。

【0046】上記ステップS5で選択されるモード8は、図8に示されるように第1クラッチCE<sub>1</sub>に係合(ON)し、第2クラッチCE<sub>2</sub>に係合(ON)し、モータジェネレータ14を無負荷状態とし、エンジン12を停止状態すなわちスロットル弁を閉じると共に燃料噴射量を0とするものであり、これによりエンジン12の引き擦り回転による制動力、すなわちエンジnbr레이크が車両に作用させられ、運転者によるブレーキ操作が軽減されて運転操作が容易になる。また、モータジェネレータ14は無負荷状態とされ、自由回転させられるため、蓄電装置58の蓄電量SOCが過大となって充放電効率等の性能を損なうことが回避される。

【0047】ステップS6で選択されるモード6は、図8から明らかなように第1クラッチCE<sub>1</sub>を解放(OF)し、第2クラッチCE<sub>2</sub>に係合(ON)し、エンジン12を停止し、モータジェネレータ14を充電状態とするもので、車両の運動エネルギーでモータジェネレータ14が回転駆動されることにより、蓄電装置58を充電するとともにその車両にエンジnbr레이크のような回生制動力を作用させるため、運転者によるブレーキ操作が軽減されて運転操作が容易になる。

【0048】また、第1クラッチCE<sub>1</sub>が開放されてエンジン12が遮断されているため、そのエンジン12の引き擦りによるエネルギー損失がないとともに、蓄電量SOCが最大蓄電量Bより少ない場合に実行されるため、蓄電装置58の蓄電量SOCが過大となって充放電効率等の性能を損なうことがない。

【0049】一方、ステップS3の判断が否定された場合、すなわち制動力の要求がない場合にはステップS7を実行し、エンジン発進が要求されているか否かを、例えばモード3などエンジン12を動力源とする走行中の車両停止時か否か、すなわち車速 $V=0$ か否か等によって判断する。

【0050】この判断が肯定された場合には、ステップS8を実行する。ステップS8ではアクセルがONか否か、すなわちアクセル操作量 $\theta_{AC}$ が略零の所定値より大



きいか否かを判断し、アクセルONの場合にはステップS 9でモード5を選択し、アクセルがONでなければステップS 10でモード7を選択する。

【0051】上記ステップS 9で選択されるモード5は、図8から明らかなように第1クラッチCE<sub>1</sub>を係合(ON)し、第2クラッチCE<sub>2</sub>を解放(OFF)し、エンジン12を運転状態とし、モータジェネレータ14の回生制動トルクを制御することにより、車両を発進させるものである。具体的に説明すると、遊星歯車装置16のギヤ比を $\rho_E$ とすると、エンジントルク $T_E$ ：遊星歯車装置16の出力トルク：モータトルク $T_M = 1 : (1 + \rho_E) : \rho_E$ となるため、例えばギヤ比 $\rho_E$ を一般的な値である0.5程度とすると、エンジントルク $T_E$ の半分のトルクをモータジェネレータ14が分担することにより、エンジントルク $T_E$ の約1.5倍のトルクがキャリア16cから出力される。すなわち、モータジェネレータ14のトルクの $(1 + \rho_E) / \rho_E$ 倍の高トルク発進を行うことができるのである。また、モータ電流を遮断してモータジェネレータ14を無負荷状態とすれば、ロータ軸14rが逆回転させられるだけでキャリア16cからの出力は0となり、車両停止状態となる。

すなわち、この場合の遊星歯車装置16は発進クラッチおよびトルク増幅装置として機能するのであり、モータトルク(回生制動トルク) $T_M$ を0から徐々に増大させて反力を大きくすることにより、エンジントルク $T_E$ の $(1 + \rho_E)$ 倍の出力トルクで車両を滑らかに発進させることができるのである。

【0052】ここで、本実施例では、エンジン12の最大トルクの略 $\rho_E$ 倍のトルク容量のモータジェネレータ、すなわち必要なトルクを確保しつつできるだけ小型で小容量のモータジェネレータ14が用いられており、装置が小型で且つ安価に構成される。また、本実施例ではモータトルク $T_M$ の増大に対応して、スロットル弁開度や燃料噴射量を増大させてエンジン12の出力を大きくするようになっており、反力の増大に伴うエンジン回転数 $N_E$ の低下に起因するエンジンストール等を防止している。

【0053】ステップS 10で選択されるモード7は、図8から明らかなように第1クラッチCE<sub>1</sub>を係合(ON)し、第2クラッチCE<sub>2</sub>を解放(OFF)し、エンジン12を運転状態とし、モータジェネレータ14を無負荷状態として電氣的にニュートラルとするもので、モータジェネレータ14のロータ軸14rが逆方向へ自由回転させられることにより、自動変速機18の入力軸26に対する出力が零となる。これにより、モード3などエンジン12を動力源とする走行中の車両停止時に一々エンジン12を停止させる必要がないとともに、前記モード5のエンジン発進が実質的に可能となる。

【0054】一方、ステップS 7の判断が否定された場合、すなわちエンジン発進の要求がない場合にはステッ

プS 11を実行し、要求出力 $P_d$ が予め設定された第1判定値 $P_1$ 以下か否かを判断する。要求出力 $P_d$ は、走行抵抗を含む車両の走行に必要な出力で、アクセル操作量 $\theta_{AC}$ やその変化速度、車速 $V$ (出力軸回転数 $N_0$ )、自動変速機18の変速段などに基づいて、予め定められたデータマップや演算式などにより算出される。

【0055】また、第1判定値 $P_1$ はエンジン12のみを動力源として走行する中負荷領域とモータジェネレータ14のみを動力源として走行する低負荷領域の境界値であり、エンジン12による充電時を含めたエネルギー効率を考慮して、排出ガス量や燃料消費量などができるだけ少なくなるように実験等によって定められている。

【0056】ステップS 11の判断が肯定された場合、すなわち要求出力 $P_d$ が第1判定値 $P_1$ 以下の場合には、ステップS 12で蓄電量SOCが予め設定された最低蓄電量A以上か否かを判断し、 $SOC \geq A$ であればステップS 13でモード1を選択する。一方、 $SOC < A$ であればステップS 14でモード3を選択する。最低蓄電量Aはモータジェネレータ14を動力源として走行する場合に蓄電装置58から電気エネルギーを取り出すことが許容される最低の蓄電量であり、蓄電装置58の充放電効率などに基づいて例えば70%程度の値が設定される。

【0057】上記モード1は、前記図8から明らかなように第1クラッチCE<sub>1</sub>を解放(OFF)し、第2クラッチCE<sub>2</sub>を係合(ON)し、エンジン12を停止し、モータジェネレータ14を要求出力 $P_d$ で回転駆動させるもので、モータジェネレータ14のみを動力源として車両を走行させる。この場合も、第1クラッチCE<sub>1</sub>が解放されてエンジン12が遮断されるため、前記モード6と同様に引き擦り損失が少なく、自動変速機18を適当に変速制御することにより効率の良いモータ駆動制御が可能である。このモード1は、要求出力 $P_d$ が第1判定値 $P_1$ 以下の低負荷領域で且つ蓄電装置58の蓄電量SOCが最低蓄電量A以上の場合に実行されるため、エンジン12を動力源として走行する場合よりもエネルギー効率が優れていて燃費や排出ガスを低減できるとともに、蓄電装置58の蓄電量SOCが最低蓄電量Aより低下して充放電効率等の性能を損なうことがない。

【0058】ステップS 14で選択されるモード3は、図8から明らかなように第1クラッチCE<sub>1</sub>および第2クラッチCE<sub>2</sub>を共に係合(ON)し、エンジン12を運転状態とし、モータジェネレータ14を回生制動により充電状態とするもので、エンジン12の出力で車両を走行させながら、モータジェネレータ14によって発生した電気エネルギーを蓄電装置58に充電する。エンジン12は、要求出力 $P_d$ 以上の出力で運転させられ、その要求出力 $P_d$ より大きい余裕動力分だけモータジェネレータ14で消費されるように、そのモータジェネレータ14の電流制御が行われる。

【0059】一方、前記ステップS11の判断が否定された場合、すなわち要求出力 $P_d$ が第1判定値 $P_1$ より大きい場合には、ステップS15において、要求出力 $P_d$ が第1判定値 $P_1$ より大きく第2判定値 $P_2$ より小さいか否か、すなわち $P_1 < P_d < P_2$ か否かを判断する。第2判定値 $P_2$ は、エンジン12のみを動力源として走行する中負荷領域とエンジン12およびモータジェネレータ14の両方を動力源として走行する高負荷領域の境界値であり、エンジン12による充電時を含めたエネルギー効率を考慮して、排出ガス量や燃料消費量などができるだけ少なくなるように実験等によって予め定められている。

【0060】そして、 $P_1 < P_d < P_2$ であればステップS16で $SOC \geq A$ か否かを判断し、 $SOC \geq A$ の場合にはステップS17でモード2を選択し、 $SOC < A$ の場合には前記ステップS14でモード3を選択する。また、 $P_d \geq P_2$ であればステップS18で $SOC \geq A$ か否かを判断し、 $SOC \geq A$ の場合にはステップS19でモード4を選択し、 $SOC < A$ の場合にはステップS17でモード2を選択する。

【0061】上記モード2は、前記図8から明らかなように第1クラッチ $CE_1$ および第2クラッチ $CE_2$ を共に係合(ON)し、エンジン12を要求出力 $P_d$ で運転し、モータジェネレータ14を無負荷状態とするもので、エンジン12のみを動力源として車両を走行させる。

【0062】また、モード4は、第1クラッチ $CE_1$ および第2クラッチ $CE_2$ を共に係合(ON)し、エンジン12を運転状態とし、モータジェネレータ14を回転駆動するもので、エンジン12およびモータジェネレータ14の両方を動力源として車両を高出力走行させる。このモード4は、要求出力 $P_d$ が第2判定値 $P_2$ 以上の高負荷領域で実行されるが、エンジン12およびモータジェネレータ14を併用しているため、エンジン12およびモータジェネレータ14の何れか一方のみを動力源として走行する場合に比較してエネルギー効率が著しく損なわれることがなく、燃費や排出ガスを低減できる。また、蓄電量 $SOC$ が最低蓄電量 $A$ 以上の場合に実行されるため、蓄電装置58の蓄電量 $SOC$ が最低蓄電量 $A$ より低下して充放電効率等の性能を損なうことがない。

【0063】上記モード1~4の運転条件についてまとめると、蓄電量 $SOC \geq A$ であれば、 $P_d \leq P_1$ の低負荷領域ではステップS13でモード1を選択してモータジェネレータ14のみを動力源として走行し、 $P_1 < P_d < P_2$ の中負荷領域ではステップS17でモード2を選択してエンジン12のみを動力源として走行し、 $P_2 \leq P_d$ の高負荷領域ではステップS19でモード4を選択してエンジン12およびモータジェネレータ14の両方を動力源として走行する。

【0064】また、 $SOC < A$ の場合には、要求出力 $P$

$d$ が第2判定値 $P_2$ より小さい中低負荷領域でステップS14のモード3を実行することにより蓄電装置58を充電するが、要求出力 $P_d$ が第2判定値 $P_2$ 以上の高負荷領域ではステップS17でモード2が選択され、充電を行うことなくエンジン12により高出力走行が行われる。

【0065】ステップS17のモード2は、 $P_1 < P_d < P_2$ の中負荷領域で且つ $SOC \geq A$ の場合、或いは $P_d \geq P_2$ の高負荷領域で且つ $SOC < A$ の場合に実行されるが、中負荷領域では一般にモータジェネレータ14よりもエンジン12の方がエネルギー効率が優れているため、モータジェネレータ14を動力源として走行する場合に比較して燃費や排出ガスを低減できる。

【0066】また、高負荷領域では、モータジェネレータ14およびエンジン12を併用して走行するモード4が望ましいが、蓄電装置58の蓄電量 $SOC$ が最低蓄電量 $A$ より小さい場合には、上記モード2によるエンジン12のみを動力源とする運転が行われることにより、蓄電装置58の蓄電量 $SOC$ が最低蓄電量 $A$ よりも少なくなつて充放電効率等の性能を損なうことが回避される。

【0067】次に、ダウンシフト時に変速ショックを低減しながら変速時間を短縮するために行われる等速シフト制御を図9のフローチャートに基づいて説明する。図9において、ステップSA1では、シフトレバー40がDMレンジへ操作されているか否かが判断される。この判断は、図2に示されるDMスイッチがON状態とされているか否かを判断することにより行われる。

【0068】このステップSA1の判断が否定された場合は、本ルーチンは終了させられるが、この判断が肯定された場合は、ステップSA2においてダウンシフトが行われるか否かが判断される。この判断は、図2に示されるスイッチがONされたか否かを判断することにより行われる。

【0069】このステップSA2の判断が否定された場合は、本ルーチンは終了させられるが、この判断が肯定された場合は、ステップSA3において、図7の運転モード判断サブルーチンにおいて、モータジェネレータ14を動力源として走行する前記モード1、すなわちモータ運転モードが選択されているか否かが判断される。このステップSA3ではモータジェネレータ14を回生トルク制御するモード6をモード1に含めて判断する。

【0070】モード1の場合は直ちにステップSA7を実行するが、モード1でない場合は、ステップSA4において、図7の運転モード判断サブルーチンにおいて、エンジン12を動力源として走行する前記モード2、すなわちエンジン運転モードが選択されているか否かが判断される。このステップSA4ではエンジンプレーキを作用させるモード8をモード2に含めて判断する。

【0071】このステップSA4の判断が肯定された場合は、ステップSA5において、蓄電装置58の蓄電量

SOCが前記最低蓄電量Aより大きいか否かが判断される。この判断が肯定された場合は、ステップSA6においてモータジェネレータ14に通電され、モード2からモード4に変更された後、ステップSA7が実行される。

【0072】ステップSA4の判断が否定された場合、すなわちモード2でない場合は、ステップSA13において、図7の運転モード判断サブルーチンにおいて、エンジン12とモータジェネレータ14を動力源として走行する前記モード4、すなわちエンジン・モータ運転モードが選択されているか否かが判断される。この判断が否定された場合は、本ルーチンは終了させられるが、この判断が肯定された場合は、ステップSA7が実行される。

【0073】ステップSA7では、自動変速機18の入力軸回転数 $N_I$ をダウンシフト後の変速比に応じて出力軸回転数 $N_O$ と同期させるために、モータジェネレータ14を用いて自動変速機18の入力軸回転数 $N_I$ を強制的に上昇させる。入力軸回転数 $N_I$ を上昇させるためのモータトルク $T_M$ （回生制動トルクを含む）の変更量は予め一定量、一定割合等が定められていてもよいし、変速の種類や車速Vなどの変速条件に応じて異なる値が設定されるようにしても良い。

【0074】尚、エンジン12が作動状態である場合は、図10において破線で示されるように、入力軸回転数 $N_I$ の上昇に追随するようにスロットル弁開度を増大させることにより、エンジン12のポンプ作用によるブレーキ力を低減させることが望ましい。モータ駆動のモード1では、第1クラッチ $C_{E1}$ が解放されているため、スロットル制御を行う必要はない。図10は、エンジン単独で走行しているモード2（モード8を含む）の場合で、変速時だけ一時的にモータジェネレータ14が作動させられる。

【0075】次のステップSA8では、ダウンシフト時に係合される摩擦係合装置、即ち、図3に示されるように、2→1変速ではブレーキ $B_4$ 、3→2変速ではブレーキ $B_3$ 、4→3変速ではブレーキ $B_1$ の初期係合圧がモータ用の所定値 $P_M$ に設定される。所定値 $P_M$ は、入力軸回転数 $N_I$ と出力軸回転数 $N_O$ との同期を行わない通常の変速時に比べて低い値をとることができ、この値は予め設定される一定値でもよいし、変速の種類や摩擦係合装置などに応じて異なる値が設定されるようにしてもよい。

【0076】次に、ステップSA9において、自動変速機18の入力軸回転数 $N_I$ と出力軸回転数 $N_O$ との同期が終了したか否かが判断される。この判断は、自動変速機18の入力軸回転数 $N_I$ が、その出力軸回転数 $N_O$ にダウンシフト側変速段の変速比を乗じた値と略一致したか否かを判断することにより行われる。変速出力後の経過時間が所定時間を超えたか否かによって変速終了、す

なわち同期終了の判断を行うこともできる。

【0077】このステップSA9の判断が否定された場合は、ステップSA7～SA9が繰り返し実行されるが、この判断が肯定された場合は本ルーチンが終了させられ、モータトルク $T_M$ が元の値に戻される。

【0078】一方、上記ステップSA5の判断が否定された場合は、モータジェネレータ14は利用できないので、ステップSA10において、自動変速機18の入力軸回転数 $N_I$ と出力軸回転数 $N_O$ とを同期させるために、エンジン12のスロットル弁開度を電子制御して、自動変速機18の入力軸回転数 $N_I$ を強制的に上昇させる。入力軸回転数 $N_I$ を上昇させるためのエンジントルク $T_E$ の変更量は予め一定量、一定割合等が定められていてもよいし、変速の種類や車速Vなどの変速条件に応じて異なる値が設定されるようにしても良い。

【0079】次に、ステップSA11において、ダウンシフト時に係合される摩擦係合装置、即ち、図3に示されるように、2→1変速ではブレーキ $B_4$ 、3→2変速ではブレーキ $B_3$ 、4→3変速ではブレーキ $B_1$ の初期係合圧がエンジン用の所定値 $P_E$ に設定される。所定値 $P_E$ は、入力軸回転数 $N_I$ と出力軸回転数 $N_O$ との同期を行わない通常の変速時に比べて低い値を取り得るが、モータジェネレータ14ほどエンジン12のトルク制御は容易ではないため、同期が不完全となることも多く、上記モータ用の所定値 $P_M$ よりも大きい値となる。また、この値は予め設定される一定値でもよいし、変速の種類や摩擦係合装置に応じて異なる値が設定されるようにしてもよい。

【0080】次に、ステップSA12において、自動変速機18の入力軸回転数 $N_I$ と出力軸回転数 $N_O$ との同期が終了したか否かが、前記ステップSA9と同様に判断される。このステップSA12の判断が否定された場合は、ステップSA10～SA12が繰り返し実行されるが、この判断が肯定された場合は本ルーチンが終了させられ、スロットル弁開度が元の状態に戻される。

【0081】次に、本発明が適用された本実施例の特徴部分、即ち、図9の等速シフト制御終了後にモータトルク $T_M$ を元の値に戻す際に生じる比較的大きなエンジンブレーキによって発生する駆動輪のスリップを防止するための制御作動を図11のフローチャートに基づいて説明する。本制御作動において、ステップSB3はスリップ予測手段に対応しており、ステップSB5は駆動力変化緩和手段に対応しており、それぞれハイブリッド制御用コントローラ50により実行される。

【0082】図11において、ステップSB1では図9のステップSA9の判断が肯定された後のモータトルク戻し制御中であるか否か、言い換えれば駆動力の変化時か否かがモータトルク $T_M$ の変化に基づいて判断される。この判断が否定された場合は本ルーチンは終了させられるが、この判断が肯定された場合は、ステップSB

2においてブレーキスイッチ66から供給されるON、OFF信号に基づいて制動中(ON)であるか否かが判断される。この判断が肯定された場合は、減速走行時のダウンシフトに起因する変速ショックは問題とならず、本モータトルク戻し制御も必要ではないので本ルーチンは終了させられる。しかし、この判断が否定された場合は、ステップSB3において車輪回転速度センサ138により検出された駆動輪の回転角速度 $\omega$ の変化率 $|d\omega/dt|$ が所定値 $\alpha$ 以上であるか否かが判断される。尚、所定値 $\alpha$ は駆動輪のスリップが予測される値で予め実験等によって定められている。所定値 $\alpha$ は一定値であっても良いが、路面摩擦係数などの走行条件等をパラメータとして設定されるようにしても良い。

【0083】このステップSB3の判断が否定された場合は、駆動輪のスリップが予測されないでステップSB4において、通常通りにモータトルク戻し制御が実行される。一方、ステップSB3の判断が肯定された場合は、駆動輪のスリップが予測されるのでステップSB5において、モータトルク戻し制御が緩和される。これは、例えば図12のモータ電流値(モータトルク $T_M$ に相当)のグラフに破線で示すように変化割合を小さくしたり、一点鎖線で示すようにモータトルク戻し制御(モータ電流値の低下制御)を一時的に遅延させたりすることによって行われる。

【0084】図12は、エンジン12およびモータジェネレータ14を動力源として走行するモード4において、エンジン12のスロットル弁開度が0でエンジンブレーキが作用し、且つモータジェネレータ14が回生トルク制御されている最中のダウンシフト時のもので、一時的にモータジェネレータ14が力行トルク制御されることによって等速シフトが行われるとともに、変速終了後にモータ電流値が低下させられることによってエンジンブレーキ力による車両制動力が増大させられる。なお、モータ電流値のマイナスは、発電によって回生制動する回生トルク制御を意味している。

【0085】次にステップSB6において、判断基準値(ガードタイム) $T_{S2}$ の延長処理が実行される。この判断基準値 $T_{S2}$ は、変速終了から所定時間が経過した時点进行判定するための値であって、モータトルク戻し制御の遅れが発生した場合に減速感の遅れによる違和感が発生しないように優先的にモータトルク戻し制御を行うための好適なタイミングを判定するために、予め実験等により求められたデータマップなどから実際のダウンシフトの種類(変速前の変速段)および車速 $V$ に基づいて決定された値である。そして、経過時間 $T_{sd}$ が上記判断基準値 $T_{S2}$ に到達すると優先的にモータトルク戻し制御が実行されて速やかな減速が行われる。ところが、上記ステップSB6の実行中に強制的にモータトルクが戻されるとスリップが発生する恐れがあるため、このように判断基準値 $T_{S2}$ が設定されているものについては、その判断

基準値 $T_{S2}$ を延長することにより、ステップSB5においてモータ電流値が図12に破線または一点鎖線で示されている通りに制御されるようにするのである。

【0086】上述のように本実施例によれば、等速シフト制御の実行後にモータ電流値を元の値に戻す際に、比較的大きなエンジンブレーキが生じて駆動輪の回転角速度の変化率 $|d\omega/dt|$ が所定値 $\alpha$ 以上となったか否かがスリップ予測手段に対応するステップSB3において判断され、この判断が肯定されて駆動輪のスリップが予測された場合には、駆動力変化緩和手段に対応するステップSB5において、モータトルク戻し制御が緩和されることにより、エンジンブレーキ力の増加が抑制されるため、駆動輪のスリップが未然に防止される。

【0087】また、モータジェネレータ14の電流制御(トルク制御)で駆動力変化(エンジンブレーキ力の増加)を抑制するため、エンジン12のトルクを制御する場合に比較して優れた応答性、制御精度が得られるとともに、スリップを予測して駆動力変化を緩和するため、スリップの発生を高い精度で未然に防止できる。

【0088】次に本発明が適用された本実施例の特徴部分としての他の制御作動を図13のフローチャートに基づいて説明する。本制御作動において、ステップSC3およびSC4はスリップ予測手段に対応しており、ステップSC6は駆動力変化緩和手段に対応しており、それぞれハイブリッド制御用コントローラ50により実行される。

【0089】図13において、ステップSC1~SC2は図11のステップSB1~SB2と同様に実行される。ステップSC3ではVSC制御用コントローラ130により車両の走行中においてその挙動の安定性に関連する種々のパラメータ、例えばヨーレート、車両加速度、操舵角、車輪の回転速度、制動力、路面摩擦係数などがヨーレートセンサ132、加速度センサ134、操舵角センサ136、車輪回転速度センサ138、制動力センサ140、路面摩擦係数センサ142を用いてそれぞれ検出される。

【0090】続いて、ステップSC4において、上記安定性関連パラメータが予め設定された判断基準範囲を超えたか否か、すなわち外れたか否かが判断される。この判断基準範囲は、前記通常のモータトルク戻し制御が行われた時に関連して発生するエンジンブレーキ作用による駆動輪のスリップの発生が予想されない範囲である。次に、ステップSC5~SC7が図11のステップSB4~SB6と同様に実行される。

【0091】以上、本発明の一実施例を図面に基づいて詳細に説明したが、本発明はその他の態様においても適用される。

【0092】例えば、前述の実施例においては、後進1段および前進5段の変速段を有する自動変速機18が用いられていたが、図14に示されるように、前記副変速

機20を省略して前記主変速機22のみから成る自動変速機18を採用し、図15に示されるように前進4段および後進1段で変速制御を行うようにすることも可能である。

【0093】また、前述の実施例においては、図9のステップSA9終了後に実行されるモータトルク戻し制御を、図11のステップSB5において緩和することにより、駆動輪のスリップを防止するように構成されていたが、図9のステップSA12終了後にスロットル弁戻し制御が実行されている際に、駆動輪のスリップが発生すると予測された場合には、図16に示されるようにモータ電流を一時的に増大させてエンジンブレーキによる車両制動力の増加を抑制し、駆動輪のスリップを防止するように構成することも出来る。なお、スロットル弁はそのまま戻し制御が実行される。

【0094】本発明は、その主旨を逸脱しない範囲において、その他種々の態様で適用され得るものである。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例である駆動力制御装置を備えているハイブリッド車両のハイブリッド駆動装置の構成を説明する骨子図である。

【図2】図1のハイブリッド駆動装置に備えられている制御系統を説明する図である。

【図3】図1の自動変速機の各変速段を成立させる係合要素の作動を説明する図である。

【図4】図2のシフトレバーの操作位置を説明する図である。

【図5】図1の自動変速機の油圧回路の一部を示す図である。

【図6】図2のハイブリッド制御用コントローラと電気式トルコンとの接続関係を説明する図である。

【図7】図1のハイブリッド駆動装置の基本的な作動を説明するフローチャートである。

【図8】図7のフローチャートにおける各モード1～9の作動状態を説明する図である。

【図9】変速ショックを低減しながら変速時間を短縮するためのダウンシフト時の等速シフト制御を説明するフローチャートである。

【図10】図9の制御作動による入力軸回転数等の変化を例示するタイムチャートである。

【図11】本発明の特徴となる制御作動の要部を説明するフローチャートである。

【図12】図11の制御作動によるモータ回転数 $N_M$ 等の変化を示すタイムチャートである。

【図13】本発明の特徴となる他の制御作動の要部を説明するフローチャートである。

【図14】図1の実施例とは異なる自動変速機を備えているハイブリッド車両のハイブリッド駆動装置の構成を示す骨子図である。

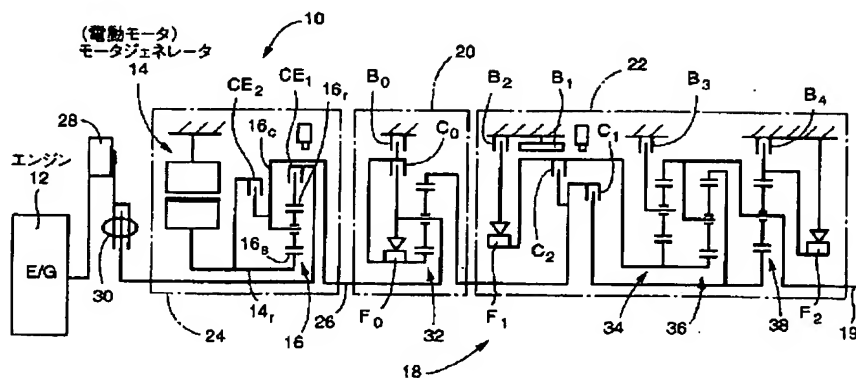
【図15】図14の自動変速機の各変速段を成立させる係合要素の作動を説明する図である。

【図16】図9のステップSA12終了後に、駆動輪のスリップが発生すると予測された場合のモータ電流値の変化を示すタイムチャートである。

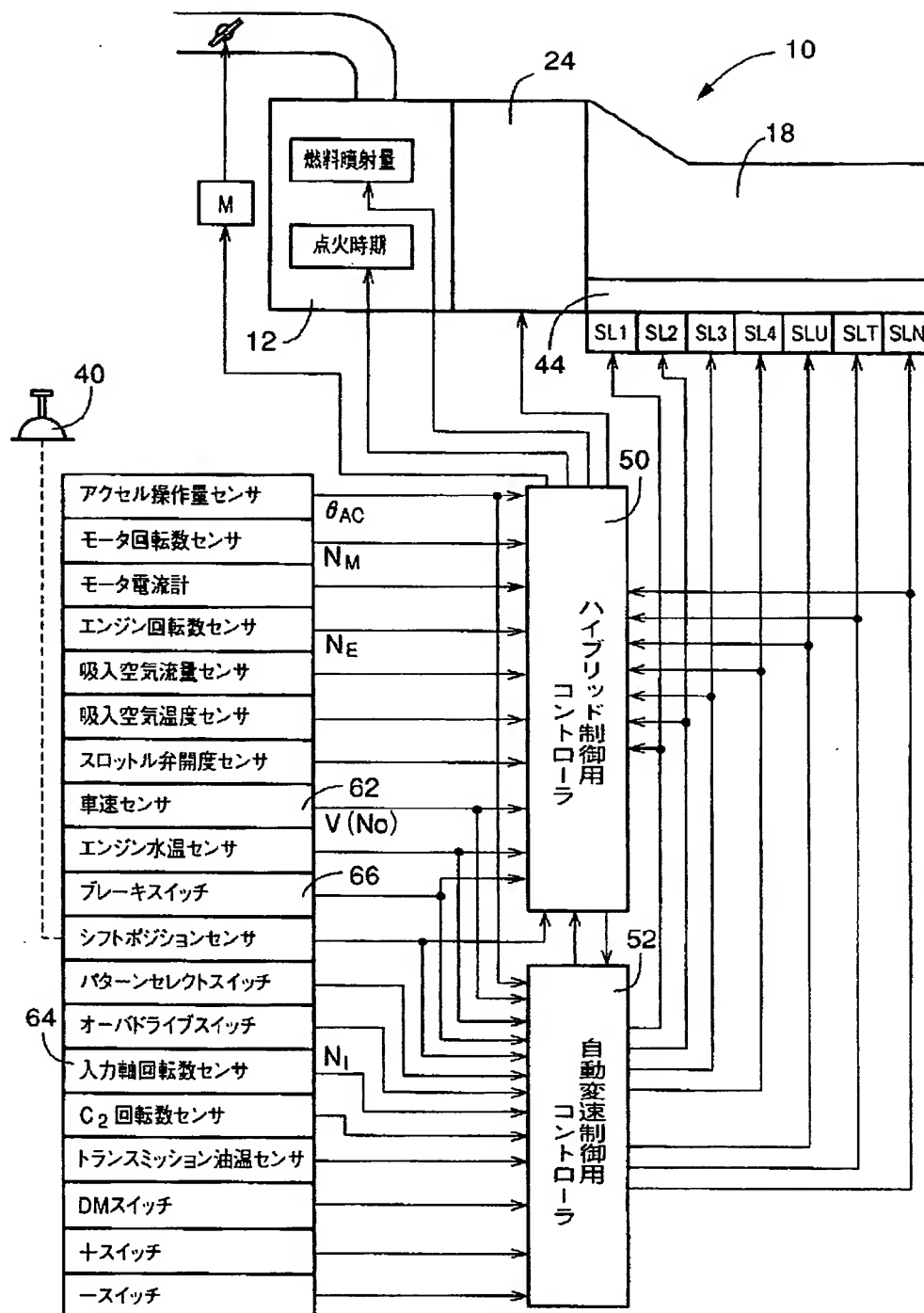
#### 【符号の説明】

- 12：エンジン
- 14：モータジェネレータ（電動モータ）
- 50：ハイブリッド制御用コントローラ
- 130：VSC制御用コントローラ
- ステップSB3、SC3、SC4：スリップ予測手段
- ステップSB5、SC6：駆動力変化緩和手段

【図1】



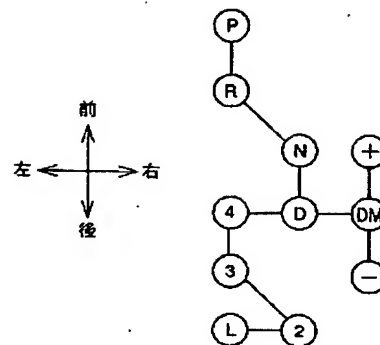
【図2】



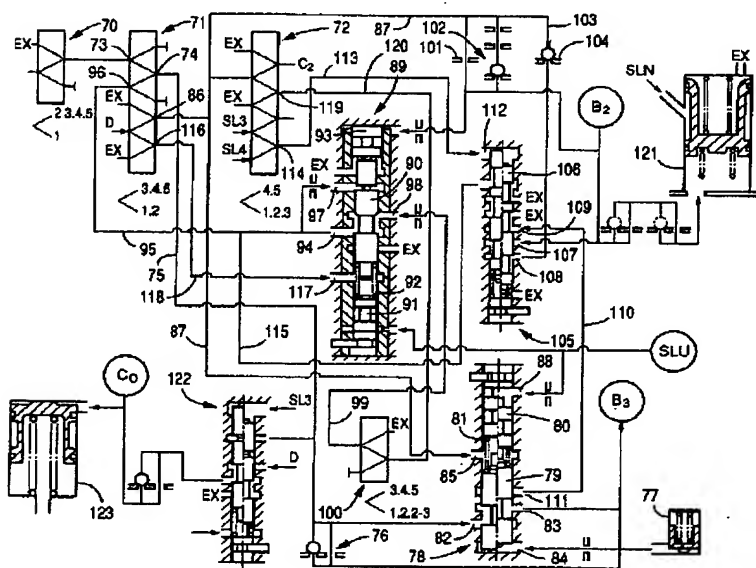
【図3】

		クラッチ			ブレーキ					一方方向クラッチ			空速比	
		C <sub>0</sub>	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	B <sub>0</sub>	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	B <sub>4</sub>	F <sub>0</sub>	F <sub>1</sub>	F <sub>2</sub>		
Nレンジ	N	○											—	
Rレンジ	Rev	○		○						○	○		-4.550	
Dレンジ	1st	○	○							●	○		○	3.357
	2nd	●	○						○		○			2.180
	3rd	○	○			●	○				○	○		1.424
	4th	○	○	○			○				○			1.000
	5th		○	○	○		○							0.753

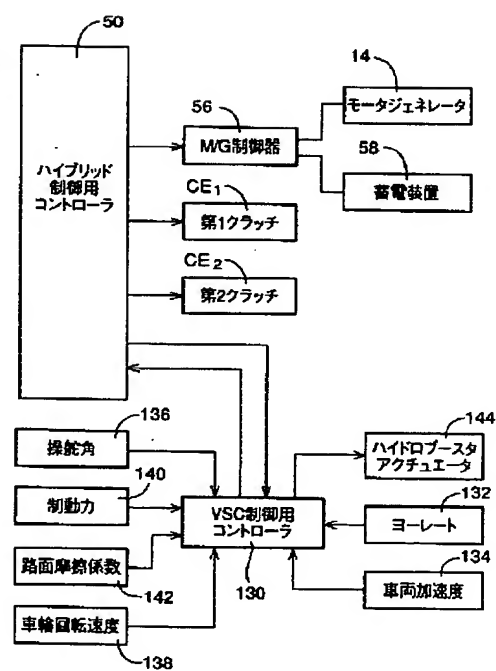
【図4】



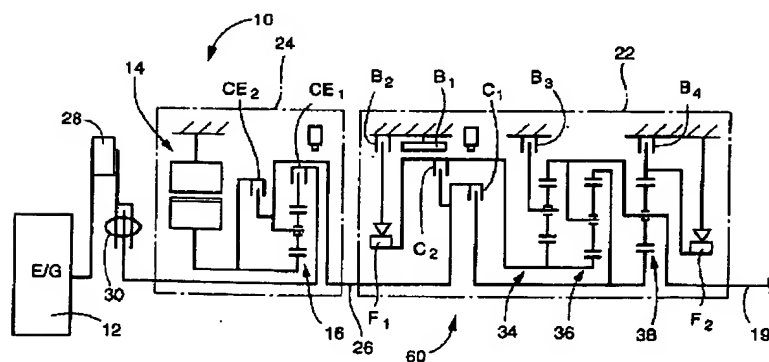
【図5】



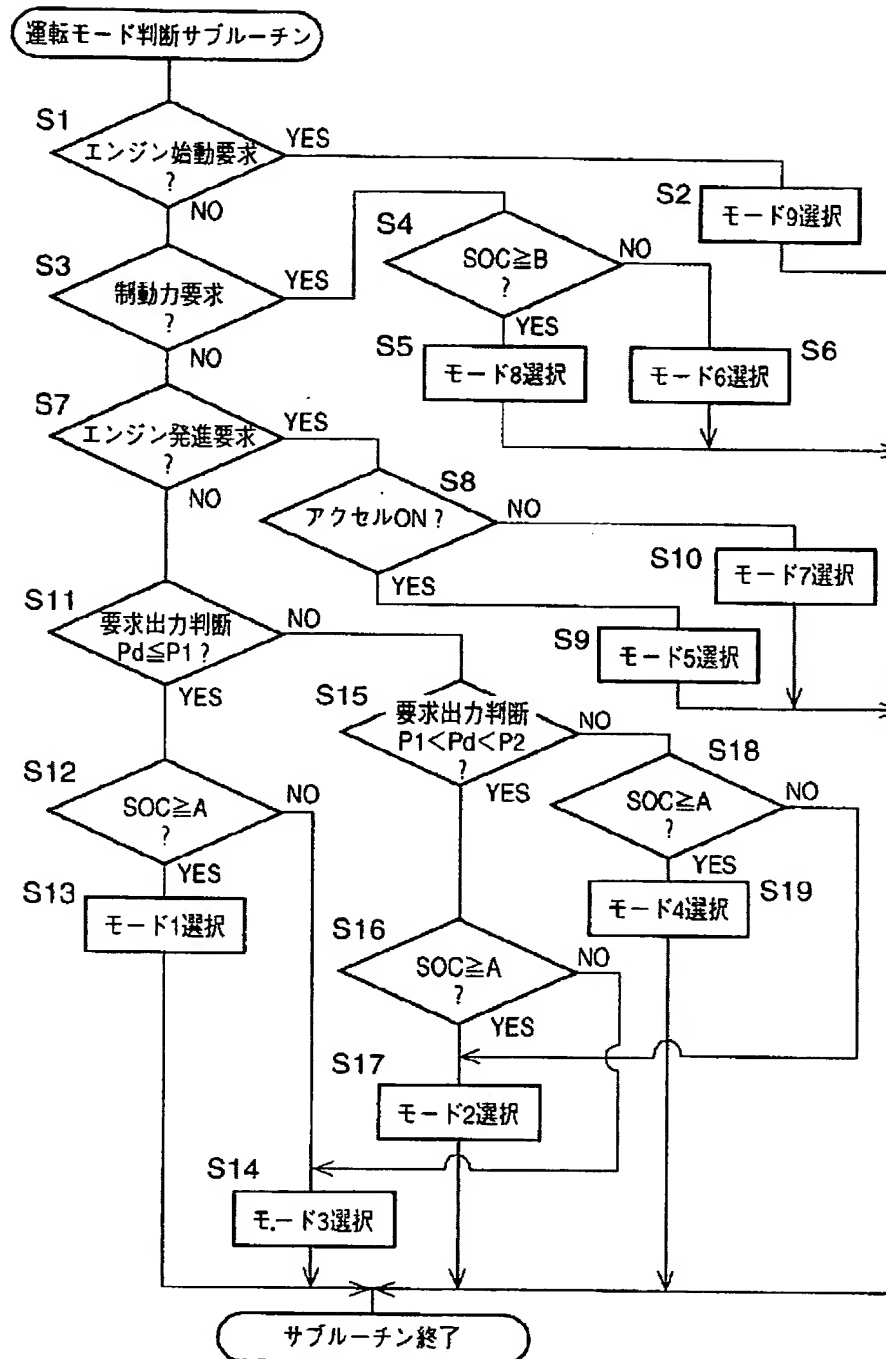
【図6】



【図14】



【図7】

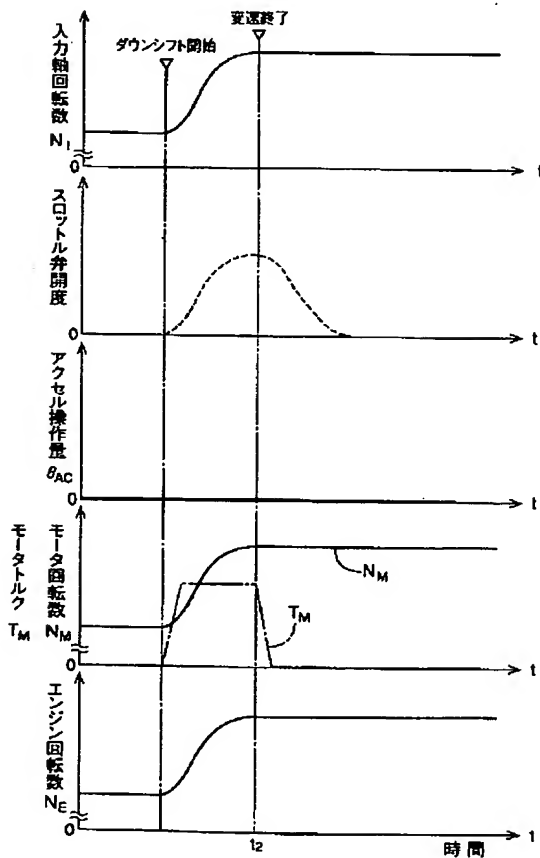




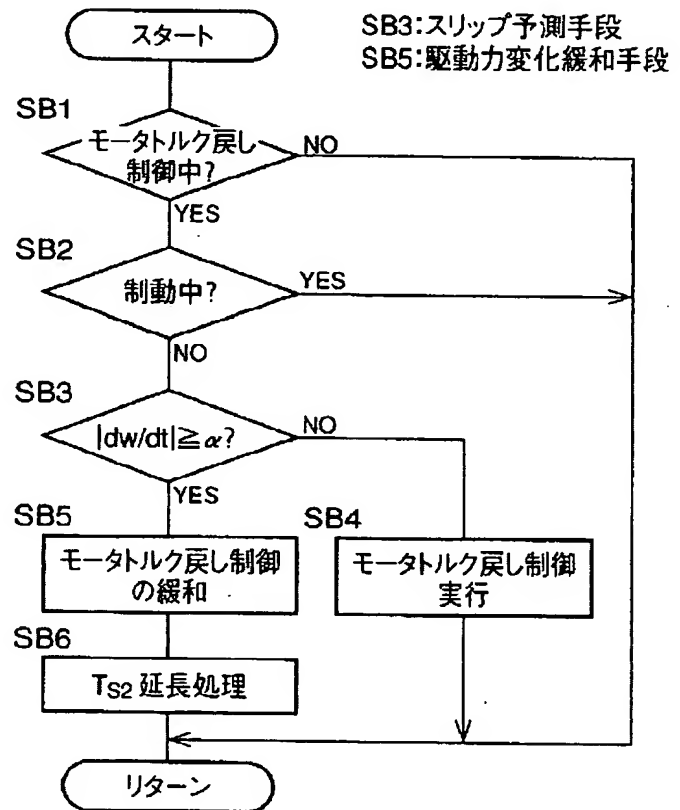
【図8】

モード	第1クラッチCE <sub>1</sub> の作動状態	第2クラッチCE <sub>2</sub> の作動状態	エンジン12の 運転状態	蓄電装置58の 状態	ユニットの運転状態
1	OFF	ON	停止	放電	モータ走行
2	ON	ON	運転	電力消費なし	エンジン走行
3	ON	ON	運転	充電	エンジン走行+充電走行
4	ON	ON	運転	放電	エンジン+モータ走行
5	ON	OFF	運転	充電	エンジン発進
6	OFF	ON	停止	充電	回生制動
7	ON	OFF	運転	電力消費なし	電氣的ニュートラル
8	ON	ON	停止	電力消費なし	エンジンブレーキ
9	ON	ON	始動	放電	エンジン始動

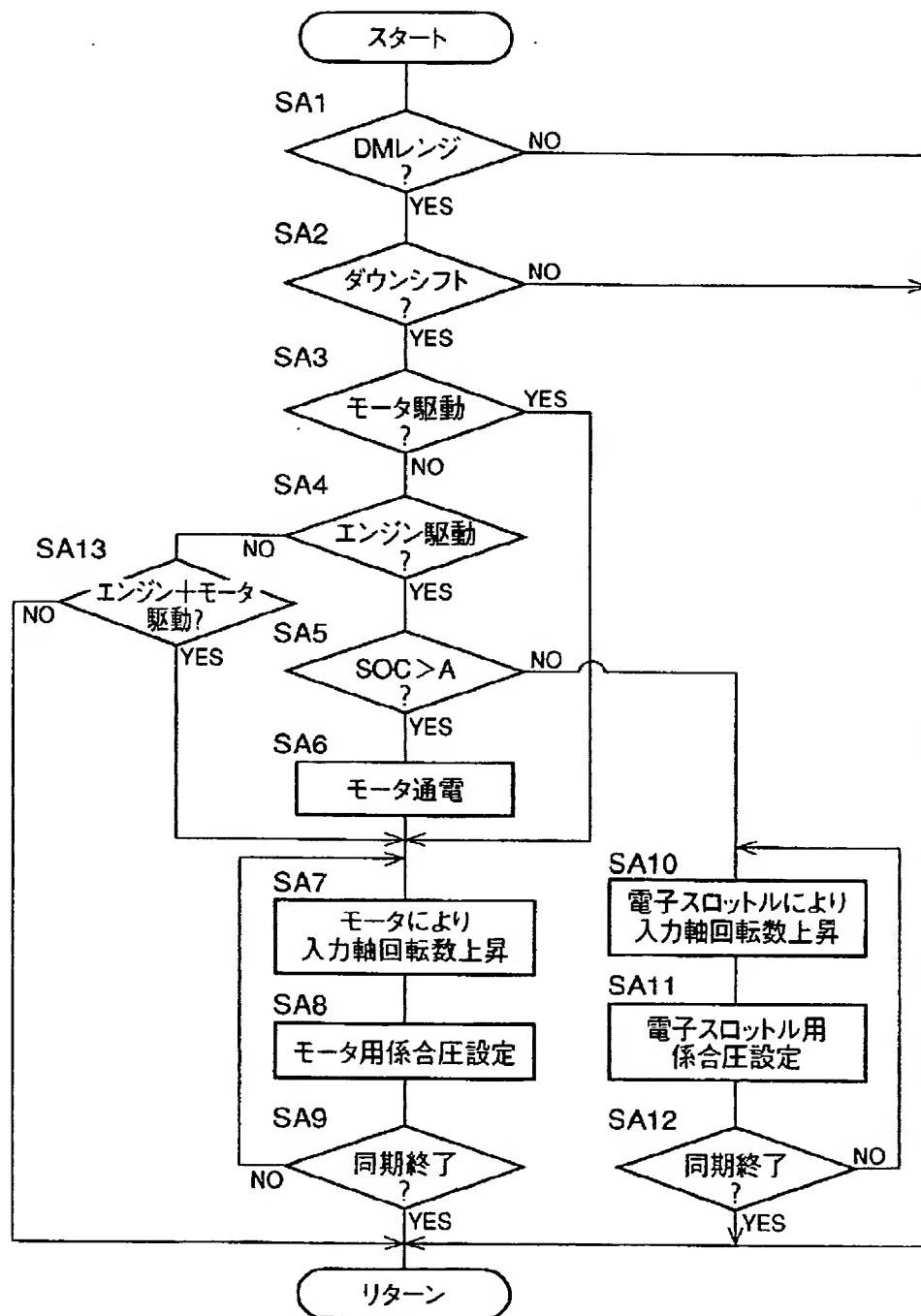
【図10】



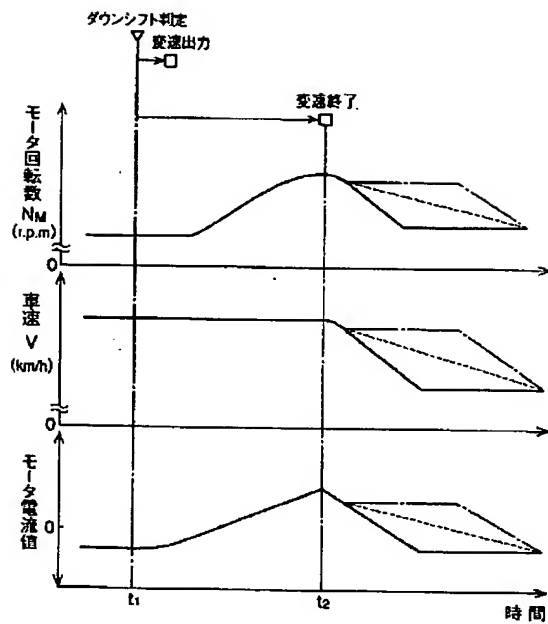
【図11】



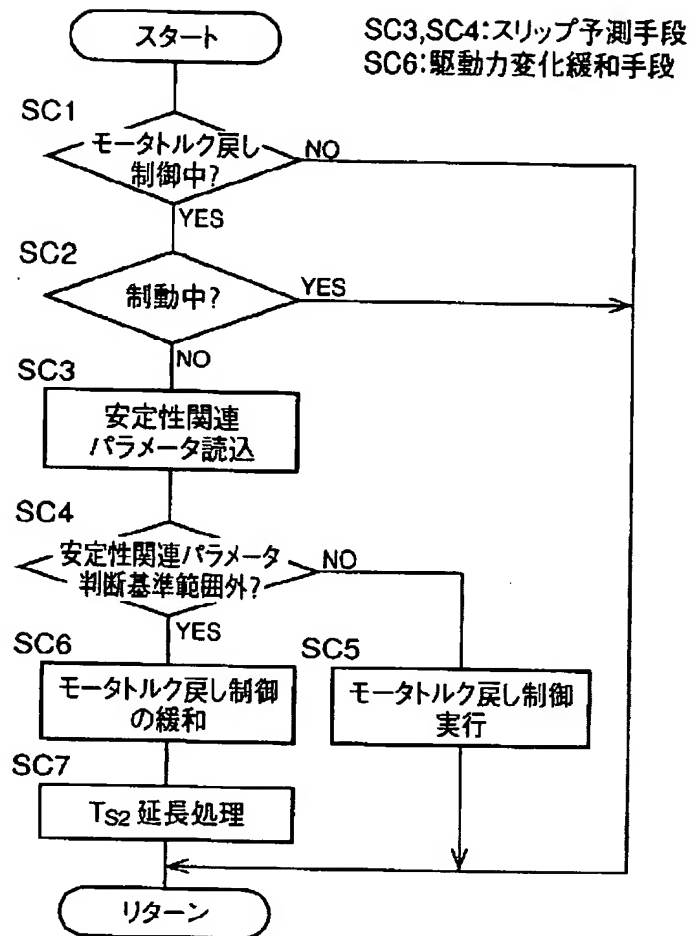
【図9】



【図12】



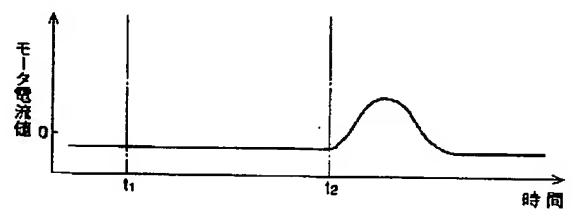
【図13】



【図15】

		クラッチ		ブレーキ				一方向クラッチ		変速比
		C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	B <sub>4</sub>	F <sub>1</sub>	F <sub>2</sub>	
Nレンジ	N									—
Rレンジ	Rev		○					○		-4.550
Dレンジ	1st	○						●	○	3.357
	2nd	○				○				2.180
	3rd	○		●	○			○		1.424
	4th	○	○		○					1.000

【図16】



フロントページの続き

(72) 発明者 三上 強  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動  
車株式会社内

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☒ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**